

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZVÝŠENÍ VÝKONOVÝCH PARAMETRŮ MOTORU AR67203

INCREASING AR67203 ENGINE PERFORMANCE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. LUKÁŠ SMILEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/12

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Lukáš Smilek

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Zvýšení výkonových parametrů motoru AR67203

v anglickém jazyce:

Increasing AR67203 Engine Performance

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte možné úpravy zážehového přeplňovaného motoru AR67203 vedoucí ke zvýšení jeho výkonových parametrů.

Cíle diplomové práce:

1. Proved'te dostupnou rešerši konstrukčních řešení vedoucích ke zvýšení výkonu zážehových přeplňovaných motorů.
2. Na základě rozboru v bodě 1, navrhněte možné úpravy stávajícího motoru AR67203.
3. Sestavte návrhový výpočtový model zážehového přeplňovaného motoru za účelem volby vhodného turbodmychadla.
4. Proved'te výpočtovou studii spolupráce spalovacího motoru a turbodmychadla a zhodnot'te získané výsledky.

Seznam odborné literatury:

- [1] Hofmann, Karel. Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory. :Překlňování spalovacích motorů. / 2. vyd. Brno : VUT Brno, 1985. 134 s.
- [2] Anderson, J.D. Fundamentals of Aerodynamics / 1 ed. New York : McGraw-Hill Book Company, 1984. 563 s.
- [3] Molnár, V.: Počítačová dynamika tekutin [online], 2011, poslední revize 6.11.2011. Dostupné z: <<http://www.cfd.sk/cfd-book>>
- [4] Lotus Engineering Software, Group Lotus Plc, Norfolk, United Kingdom. Dostupné z: <<http://www.lesoft.co.uk>>

Vedoucí diplomové práce: Ing. David Svída, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 14.11.2011

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan



ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá přeplňováním zážehových spalovacích motorů a vlivy konstrukčních řešení na konečný výkon. Hlavním cílem této práce je navrhnout vhodné úpravy motoru AR67203 ve voze Alfa Romeo 155Q4 tak, aby dosáhl výrazně lepších výkonových parametrů a konstantního točivého momentu v co nejširším rozsahu otáček. Proto v práci rozebírám konstrukční řešení a úpravy, které mají vliv na celkový výkon motoru a jejich vhodnou aplikaci na daný motor. Důležitým bodem je volba turbodmychadla, které bude účinně spolupracovat s upraveným motorem. Pro tento účel slouží návrhový výpočet a následné simulace v programu Lotus Engine Simulation. Zmiňuji také informace o naprogramování řídicí jednotky. Získané výsledky, stejně jako praktický výstup v podobě naměřených výkonových parametrů již upraveného motoru, hodnotím v závěru.

KLÍČOVÁ SLOVA

Turbodmychadlo, motor, sací potrubí, přeplňování, mezichladič, regulace plnicího vzduchu, výfukové potrubí, zkouška profukem.

ABSTRACT

The aim of this diploma thesis is supercharging of SI engines and design influence on performance. The main objective of this thesis is to propose appropriate modifications on AR67203 engine of Alfa Romeo 155Q4 personal vehicle in order to achieve significantly better performance parameters and a constant torque in the widest possible speed range. That is why I analyze design and modifications that affect the overall engine performance and their appropriate application to the selected engine. An important point of this thesis is the right choice of turbocharger, in order to have an effective cooperation with a modified engine. The calculation study and the simulation in Lotus Engine Simulation software serve this purpose. I also give information about ECU programming. The results, as well as a practical output in the form of measured performance parameters of modified engine, are evaluated at the end.

KEYWORDS

Turbocharger, engine, intake manifold, turbocharging, intercooler, boost pressure control, exhaust manifold, Flowbench.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SMILEK, L. Zvýšení výkonových parametrů motoru AR67203. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 102 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Davida Svídy Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2012

.....

Lukáš Smilek



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Davidovi Svídovi za metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc i další cenné rady při zpracování mé diplomové práce.

Děkuji také svému bratru Tomáši za ochotu a spolupráci při úpravě jeho vozu Alfa Romeo 155 Q4.



OBSAH

Úvod	12
1. Konstrukční řešení ovlivňující výkon zážehových spalovacích motorů	13
1.1. Účinnost motoru.....	13
1.1.1. Chemická účinnost	13
1.1.2. Tepelná účinnost.....	13
1.1.3. Mechanická účinnost	14
1.1.4. Stupeň plnosti diagramu	14
1.1.5. Indikovaná účinnost.....	14
1.1.6. Plnicí účinnost	14
1.2. Pružnost motoru	14
1.3. Přepřňování	17
1.3.1. Dynamické přepřňování.....	17
1.3.2. Cizí přepřňování (Mechanické)	18
1.3.3. Využití energie výfukových plynů	20
1.3.4. Dvoustupňové přepřňování.....	20
1.3.5. Náporové přepřňování	22
1.4. Dnešní trendy v oblasti přepřňování u osobních automobilů.....	23
1.5. Ventily a vačkové hřidele	25
1.6. Vyvažovací hřidele	29
1.7. Konstrukce spalovacího prostoru.....	30
1.8. Sání a výfuk	30
1.9. Palivová soustava.....	31
1.10. Zapalování.....	32
1.11. Emise a lambda-regulace	32
1.12. Chlazení motoru a nasávaného vzduchu	33
1.13. Palivo	34
2. Návrh úprav motoru	35
2.1. Motor AR67203	35
2.2. Volba způsobu přepřňování	36
2.3. Výměna vačkových hřidelí	36
2.4. Odpojení vyvažovacích hřidelí	37
2.5. Konstrukce spalovacího prostoru.....	39
2.6. Maximální otáčky	39
2.7. Výfuk	39
2.8. Palivová soustava.....	41



2.9.	Spojka	42
2.10.	Emise a lambda-regulace	42
2.11.	Chlazení motoru a nasávaného vzduchu	42
2.12.	Palivo	43
2.13.	Zaběhnutí motoru	43
3.	Měření ztrát při proudění v sacím traktu	44
3.1.	Laboratorní podmínky	44
3.2.	Metodika měření	44
3.3.	Měřicí zařízení	44
3.4.	Schéma měření	46
3.5.	Vlastní měření	47
3.5.1.	Hlava motoru - sání	48
3.5.2.	Filtr sání	50
3.5.3.	Intercooler	51
3.6.	Zpracování výsledků	53
4.	Volba turbodmychadla	57
4.1.	Technické parametry motoru AR67203	57
4.2.	Parametry volené dle literatury	58
4.2.1.	Parametry	58
4.2.2.	Konstanty	58
4.2.3.	Atmosférické podmínky	58
4.3.	Výpočet základních parametrů motoru	59
4.4.	Požadované charakteristiky motoru	60
4.4.1.	Momentové a výkonostní parametry	60
4.4.2.	Teoretický efektivní výkon	60
4.4.3.	Teoretický efektivní tlak	61
4.4.4.	Mechanická účinnost motoru	62
4.4.5.	Střední indikovaný výpočtový tlak	63
4.4.6.	Předběžný tlak na počátku komprese	64
4.4.7.	Tlaková ztráty škrcením v hlavě motoru	64
4.4.8.	Tlakové ztráty v mezichladiči stlačeného vzduchu	65
4.4.9.	Teoretický potřebný tlak za kompresorem	65
4.5.	Výpočet skutečných parametrů kompresoru	66
4.5.1.	Regulovaného plnicího tlaku za kompresorem	66
4.5.2.	Skutečný plnicí tlak	66
4.5.3.	Tlak vzduchu na konci sání	66



4.5.4.	Tlakové ztráty v sacím traktu	67
4.5.5.	Tlak vzduchu před kompresorem	67
4.5.6.	Stupeň stlačení vzduchu v kompresoru	68
4.6.	Volba parametrů kompresoru.....	68
4.6.1.	Isoentropická účinnost kompresoru.....	68
4.7.	Výpočet parametrů plnicího vzduchu	69
4.7.1.	Teplota nasávaného vzduchu.....	69
4.7.2.	Požadovaná teplota vzduchu za chladičem	69
4.7.3.	Teplota vzduchu za kompresorem.....	69
4.7.4.	Změna teploty vzduchu v mezichladiči	69
4.7.5.	Hustota plnicího vzduchu	70
4.8.	Výpočet parametrů pracovní látky	71
4.8.1.	Teoretické molární množství vzduchu připadající na 1 kg paliva.....	71
4.8.2.	Součinitel přebytku vzduchu	71
4.8.3.	Skutečné množství vzduchu připadající na 1 kg paliva.....	71
4.9.	Teplota směsi na konci plnění a hmotnostní tok motorem	71
4.9.1.	Teplota zbytkových výfukových plynů	71
4.9.2.	Předpokládaný tlak zbytkových plynů	72
4.9.3.	Ohřátí směsi o stěny válce	72
4.9.4.	Koeficient reziduálních (zbytkových) plynů	72
4.9.5.	Teplota směsi na konci plnění válce.....	72
4.9.6.	Plnicí účinnost	73
4.9.7.	Teoretická měrná efektivní spotřeba paliva.....	74
4.9.8.	Specifická efektivní spotřeba vzduchu	75
4.9.9.	Spalovací hmotnostní tok vzduchu motorem	75
4.10.	Hodnoty pro volbu vhodného kompresoru	75
4.10.1.	Redukovaný hmotnostní tok vzduchu kompresorem.....	75
4.10.2.	Výsledné hodnoty pro návrh kompresoru.....	76
4.10.3.	Volba vhodného turbodmychadla	77
5.	Studie spolupráce motoru s turbodmychadlem	83
5.1.	Lotus Engine Simulation.....	83
5.1.1.	Zadávání dat do modelu	83
5.1.2.	Testovací podmínky	83
5.2.	Model motoru při sériovém nastavení	83
5.2.1.	Výsledky modelu při sériovém nastavení motoru	84
5.3.	Model motoru po úpravách	85



5.3.1.	Výsledky modelu motoru po úpravách.....	85
6.	Naprogramování řídicí jednotky.....	88
6.1.1.	Popis map	88
6.1.2.	Tuner Pro V5	89
6.1.3.	Emulátor a zapisovač.....	90
6.1.4.	Příprava výchozích map	91
6.1.5.	Vlastní ladění motoru na brzdě.....	91
	Závěr.....	95
	Použité informační zdroje.....	96
	Seznam použitých zkratk a symbolů	99
	Seznam příloh.....	102
	Seznam použitého software	102



ÚVOD

Na téma přepřínování spalovacích motorů bylo napsáno již spousta knih a článků. Není divu, protože jsou výrobci nuceni legislativními limity a poptávkou koncových zákazníků ke stále efektivnějším automobilům. Tyto nároky jim napomáhají splnit stále složitější a přesnější technologie, přičemž zásadní vliv má i celková hmotnost automobilu. Co se přímo spalovacích motorů týče, můžeme na současném trhu pozorovat tzv. trend downsizingu. Neboli zachování příznivé výkonnostní a momentové charakteristiky motoru (nebo také pružnosti motoru) při zmenšeném objemu a celkově snížené hmotnosti. Jako v každém průmyslu je i zde velmi důležitá finanční stránka. Protože složitější systémy zvyšují cenu produktu, jsou výrobci a především subdodavatelé automobilek díky konkurenci pod vysokým tlakem. Konstrukteři tak hledají nové cesty a prostory k lepší efektivitě.

Protože se tato práce zabývá konkrétním motorem, snažím se zde shrnout získané informace a poznatky v oblasti spalovacích motorů stejně tak i jejich přepřínování, díky kterým budu schopen vhodně navrhnout konstrukční změny vedoucí ke zvýšení výkonových parametrů motoru AR67203 ve voze Alfa Romeo 155 Q4 (rok výroby: 1992). Tento vůz byl zakoupen pro soukromé účely a amatérské závody, nezabývám se tedy omezeními, které nařizují pravidla motorsportu. Finanční náročnost úprav na přání majitele také nezmiňuji. Z důvodu odcizení části výfukového potrubí porovnáím při studii spolupráce spalovacího motoru s turbodmychadlem různé varianty konstrukčních rozměrů nového potrubí s ohledem na co nejmenší mechanické ztráty při dostatečném zvukovém útlumu.



Obr. 1 Alfa Romeo 155 Q4 [12]

Po úvodní části, kde rozebírám vlivy konstrukčních řešení jednotlivých částí motoru na jeho konečnou výkonnostní a momentovou charakteristiku (popř. na jednotlivé účinnosti), se dostávám k volbě a návrhu možných úprav přímo na konkrétním motoru (AR67203). Ve čtvrté kapitole sestavím návrhový výpočet, podle něhož ověřím, popř. vhodně zvolím jinou, velikost turbodmychadla. Následně pak za pomoci programu Lotus Engine Simulation (LES) prozkoumám spolupráci motoru se zvoleným turbodmychadlem (kapitola 5). Abychom mohli vyrobit nové výfukové potrubí, porovnáím z výsledků těchto simulací více variant konstrukčních rozměrů. Výsledky své práce pak zhodnotím v závěru, který je podložen i praktickým výstupem v podobě naměřených výkonnostních parametrů již upraveného motoru.



1. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ OVLIVŇUJÍCÍ VÝKON ZÁŽEHOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

V této kapitole se pokouším shrnout, jaký vliv na konečný výkon motoru mají různé části motoru z teoretického hlediska. Zabývám se tedy jednotlivými účinnostmi stejně jako konstrukčním řešením dílů.

1.1. ÚČINNOST MOTORU

Z důvodu mnoha ztrát, které při přeměně energie paliva na mechanickou práci klikového hřídele vznikají, je celková účinnost vždy výrazně menší než 100%. U zážehových motorů se blížíme pouze k 30% a u vznětových k 40%. Celkovou účinnost jednotlivých pochodů probíhajících v motoru lze lépe popsat dílčími účinnostmi:

- Chemická účinnost
- Tepelná účinnost
- Mechanická účinnost
- Stupeň plnosti diagramu
- Indikovaná účinnost
- Plnicí účinnost

Pro hlubší pochopení je vhodné uvést, které vlivy do těchto účinností po teoretické stránce vstupují. [27]

1.1.1. CHEMICKÁ ÚČINNOST

Chemická účinnost je poměr mezi teplem uvolněným spálením jednoho kilogramu paliva a jeho spodní výhřevností. Hlavní vliv má zatížení motoru, dokonalost rozprášení paliva v nasátém vzduchu a přebytek tohoto vzduchu. Její hodnota se běžně neuvádí, ale při přetížení motoru může klesnout z 90% až k 60%. V důsledku horšího spalování prochází výfukovým traktem více nespálených částic, které se u vznětových motorů projevuje vysokým obsahem sazí.

1.1.2. TEPELNÁ ÚČINNOST

Lze ji vyjádřit poměrem tepla odvedeného v podobě mechanické práce k teplu ve válci uvolněnému. Účinnost zvýší i dokonalejší vyplachování válců (méně residuálních plynů).

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_o}{Q_p} \quad [-] \quad (1.1)$$

Pokud nahradíme skutečné termické oběhy ideálními a budeme uvažovat pouze střední měrnou tepelnou kapacitu plynů, můžeme vztah (1.1) přepsat a zjednodušit do tvaru, kde k značí poissonovu konstantu a ε kompresní poměr:

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon_z} \right)^{k-1} \quad [-] \quad (1.2)$$

Ze vztahu je jasný vliv kompresní poměru a poissonovy konstanty. S pomocí stavové rovnice plynů a rovnice polytropy dostaneme vyjádření v dalším tvaru (1.3). Z něj plyne, že tepelná účinnost roste i se zvyšujícím se rozdílem teploty na začátku a konci komprese.



$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad [-] \quad (1.3)$$

1.1.3. MECHANICKÁ ÚČINNOST

Mechanická práce je poměr výkonu odebíraného z klikové hřídele k výkonu předávanému pístům (tlak na píst). Kromě tření v ložiskách má vliv také tření pístních kroužků. Z toho důvodu jsou možná neblaze proslavené zážehové motory 2,0L Twinspark automobilky Alfa Romeo, které měli právě větší vůle na pístech a v pístních kroužcích, aby šli motory rychleji do vysokých otáček. Nevýhodou tohoto řešení je velká spotřeba motorového oleje, což prodražuje provoz motoru, pokud už teda nedojde rovnou k zadření motoru, z důvodu nedostatečného doplňování maziva.

Mechanická účinnost přitom za chodu motoru není konstantní. Se zvyšujícími se otáčkami rostou součinitele tření a hydraulické odpory, které účinnost snižují. Naopak účinnost roste se zvyšujícím se zatížením, protože třecí odpory nestoupají přímo úměrně se zatížením.

1.1.4. STUPEŇ PLNOSTI DIAGRAMU

Stupeň plnosti diagramu je poměr mezi plochou indikovaného diagramu odměřeného na motoru a diagramem teoretickým, jenž je vypočítán bez ohledu na proměnné tepelné kapacity plynů, tepelné ztráty, ztráty škrcením při proudění apod. Pokud tedy není k dispozici měření indikovaného tlaku na konkrétním motoru, můžeme stupeň plnosti odečíst pouze přibližně s dostupné literatury.

1.1.5. INDIKOVANÁ ÚČINNOST

V podobném smyslu se můžeme bavit o indikované účinnosti. Ta je součinem účinnosti chemické, tepelné a plnosti diagramu. Tato účinnost je funkcí výše zmíněných.

$$\eta_i = \eta_{ch} \cdot \eta_t \cdot \eta_{pl} \quad [-] \quad (1.4)$$

1.1.6. PLNÍČÍ ÚČINNOST

Ta je definována jako poměr hmotnosti nasátého vzduchu k hmotnosti vzduchu teoreticky nasátého z okolního prostředí.

$$\eta_{pl} = \frac{m_{vz}}{m_{vz\,teor}} \quad [-] \quad (1.5)$$

Vliv na tuto účinnosti mají například odpory a tlaky v sacím traktu, průběh komprese, protitlak ve výfukovém traktu apod. Obecně je tato účinnost spojena i s dokonalostí vyplachování spalovacího prostoru.

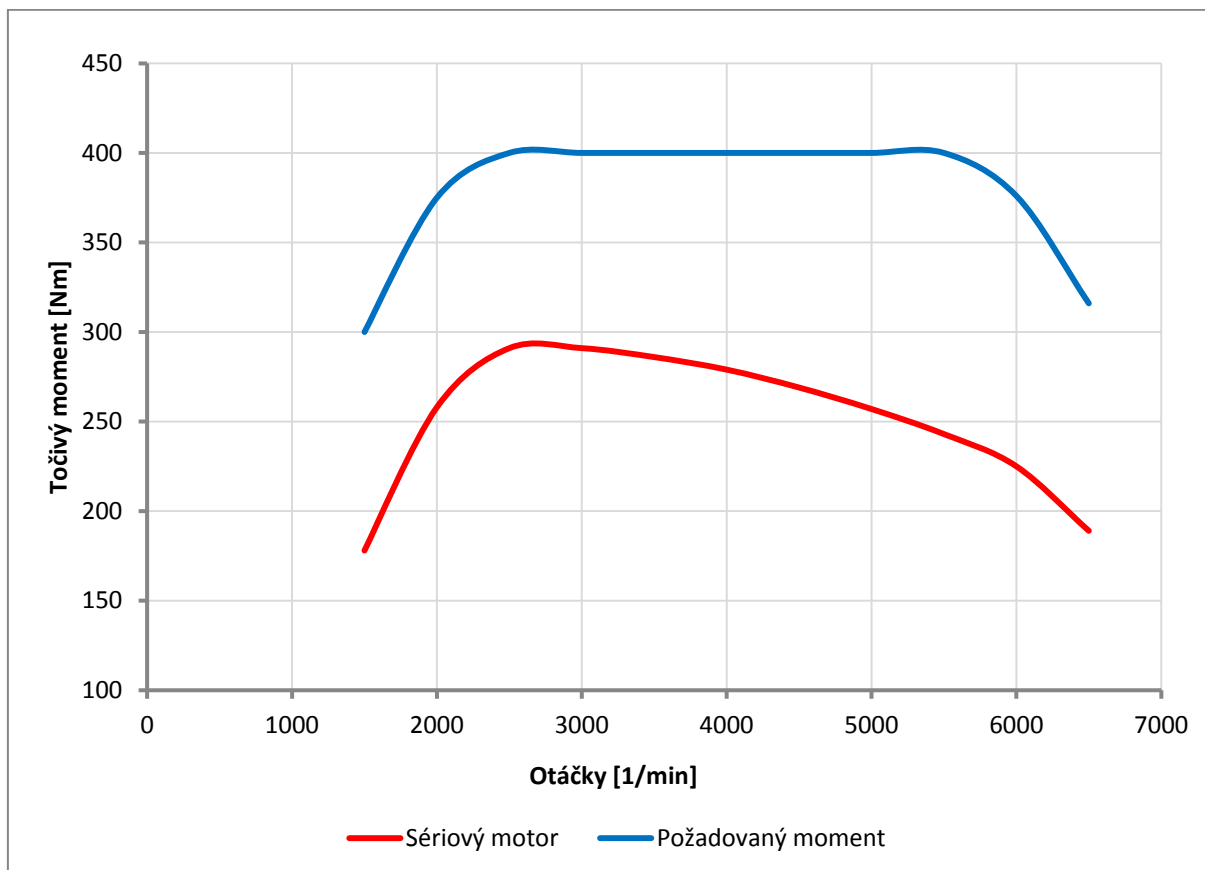
1.2. PRUŽNOST MOTORU

V jakýchkoli recenzích nebo propagačních letácích je koncovému zákazníkovi nenápadně podstrkován maximální výkon jako jedno z hlavních „lákadel.“ Ona opravdu vyšší hodnota prodává, ale co by si měl zákazník uvědomit je, že výkon je pouze točivý moment vztažený k otáčkám motoru. O jízdní dynamice mnohem více vypovídá pružnost spalovacího motoru určená vztahem:



$$\delta = \delta_n \cdot \delta_{Mt} = \frac{n_{Pe \max}}{n_{Mt \max}} \cdot \frac{M_{t \max}}{M_{tPe \max}} [-] \quad (1.6)$$

Pro názornost aplikuju vztah na vnější otáčkovou charakteristiku mnou zvoleného motoru. Hodnoty pro sériovou variantu byly odečteny ze dvou zdrojů [21] a [22]. Vhodnými úpravami chceme dojít k požadovanému momentu a výkonu znázorněnému v následujících grafech (1.1 a 1.2). Tyto hodnoty jsou pouze předběžné a mohou je v kapitole 4 a 5 pozměnit, aby byly v souladu se zvoleným turbodmychadlem, a hodnoty maximálních spalovacích tlaků nevzrostou na nepřipustnou hodnotu.



Graf 1.1 Průběh točivého momentu

Celková pružnost spalovacího motoru je pak součin otáčkové a momentové pružnosti. Pro momentovou tedy platí:

a) sériový motor:

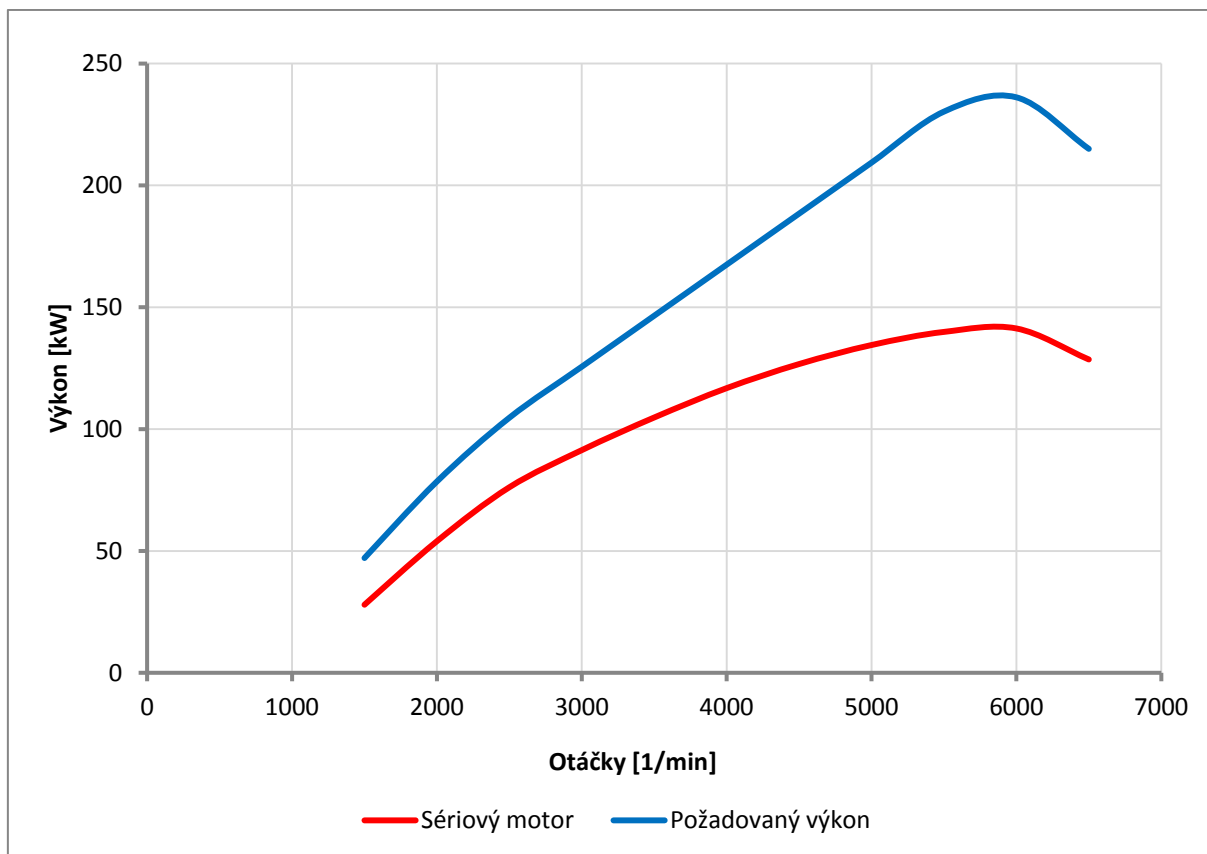
$$\delta_{Mt} = \frac{M_{t \max}}{M_{tPe \max}} = \frac{290}{230} = 1,26 \quad (1.7)$$

b) upravený motor:

$$\delta_{Mt} = \frac{M_{t \max}}{M_{tPe \max}} = \frac{400}{375} = 1,07 \quad (1.8)$$



Pokud požadujeme co nejlepší akceleraci, je potřeba co nejvyššího točivého momentu ideálně v celém rozsahu otáček motoru. Na moderních motorech s pokročilou regulací přepínání tak lze dosáhnout ploché momentové charakteristiky již od nízkých otáček. V mém případě není motor přepínán dvoustupňově, ale pouze jedním turbodmychadlem s Waste-Gate regulací, volím maximální moment až od 2500 ot/min.



Graf 1.2 Průběh výkonu motoru

Obdobně lze vyčíslit i otáčkovou pružnost motoru:

a) sériový motor:

$$\delta_n = \frac{n_{Pe \max}}{n_{Mt \max}} = \frac{6000}{2500} = 2,4 \quad (1.9)$$

b) upravený motor:

$$\delta_n = \frac{n_{Pe \max}}{n_{Mt \max}} = \frac{6000}{2500} = 2,4 \quad (1.10)$$

Celková pružnost motoru pro srovnání pak vychází:

a) sériový motor:

$$\delta = \delta_n \cdot \delta_{Mt} = 1,26 \cdot 2,4 = 3,024 \quad (1.11)$$

b) upravený motor:

$$\delta = \delta_n \cdot \delta_{Mt} = 1,07 \cdot 2,4 = 2,568 \quad (1.12)$$



Jak je vidět, zvolený motor má i v sériové variantě výbornou pružnost a to hlavně díky přeplňování a výraznému točivému momentu v nízkých otáčkách. Naši snahou při úpravě ale není ani tak zvýšit tuto pružnost, jako spíše posunout vnější otáčkovou charakteristiku motoru do vyšších hodnot.

1.3. PŘEPLŇOVÁNÍ

Abychom dosáhli výhodnějšího průběhu točivého momentu a tedy i vyššího výkonu, aniž bychom měnili konstrukční rozměry motoru, podle rovnice (1.13) musíme buďto zvýšit účinnost procesu spalování nebo dodat do motoru více tepla. Výhrevnější palivo používat v našem případě nebudeme (viz kapitola 1.13 a 2.12) a vyšší účinnosti spalování bychom dosáhli např. přestavbou na přímé vstřikování (tyto vlivy rozebírám v kapitole 1.9).

$$W = Q_H \cdot \eta \quad [J] \quad (1.13)$$

Pokud vyjádříme vykonanou práci následující rovnicí (1.14), zjistíme, že můžeme závislá na středním indikovaném tlaku. Pokud do spalovacího prostoru přivedeme více palivové směsi, získáme vyšší spalovací tlaky a celková práce tedy roste.

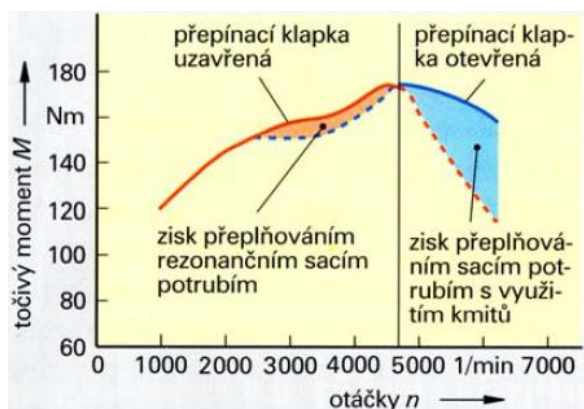
$$W = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z \cdot p_i \quad [J] \quad (1.14)$$

U motorů plněných vzduchem o atmosférickém tlaku jsme schopni totiž dopravit do motoru pouze objem palivové směsi ekvivalentní k objemu spalovacího prostoru. Proto zbývá pouze motor „přeplnit.“ Tzn. dodávat vzduch o vyšším než atmosférickém tlaku. Jedině tak nejsme omezeni objemem spalovacího prostoru a dosáhneme vyššího točivého momentu. Velmi jasně tuto skutečnost vyjádříme plnicí účinností.

Motor AR67203 je již přeplňován turbodmychadlem a vzhledem k množství literatury pojednávající o možnostech plnění spalovacích motorů zde uvádím pouze stručný popis jednotlivých variant.

1.3.1. DYNAMICKÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

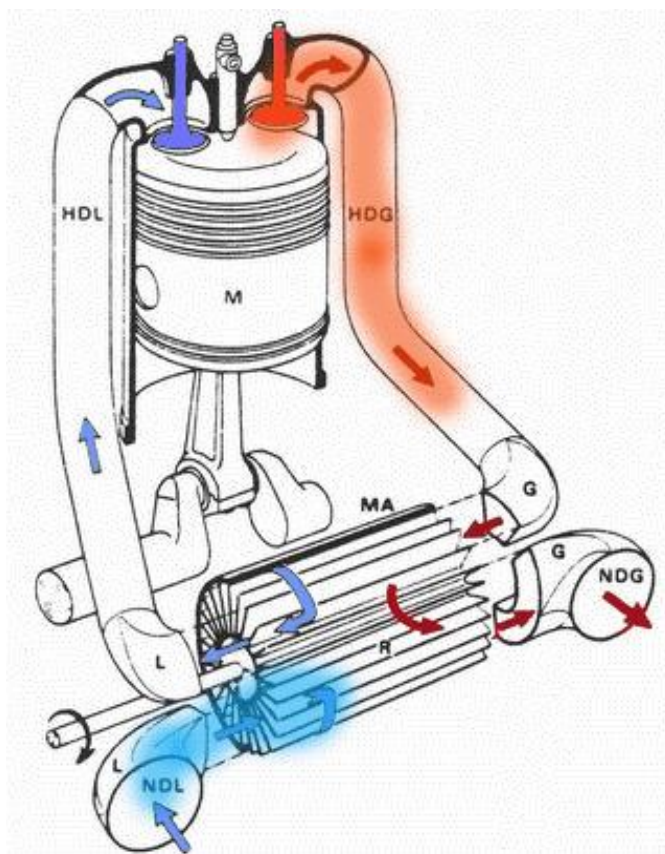
V tomto případě se využívá hybnosti plynů proudících potrubím. Tlakové pulzace vznikající díky otevírání ventilů lze při správné délce potrubí naladit tak, aby po odrazení od stálého prostředí na začátku sacího traktu dorazili zpět k sacímu ventilu zrovna v době před jeho zavřením. Takto vzniklé kmitání pak napomáhá plnění válce a zvyšuje tak plnicí účinnost. Pokud frekvence tohoto kmitání odpovídá frekvenci sání (určují otáčkám motoru) nastává další zvýšení tlaku díky rezonanci (Helmholtzova rezonance).



Obr. 1-1 Točivý moment u motoru s kombinovaným dynamickým plněním [28]



V roce 1988 uvedla Mazda jako první na trh osobních vozů motory přepřlňované způsobem nazývaným Compres. Sací a výfukové potrubí je spojeno rotorem s průchozími komorami, který je poháněn přes řemen od klikové hřídele motoru. Jednotlivé komory se tak střídavě otevírají a zavírají a tlakové působení výfukových plynů žene vzduch v sacím potrubí pod vyšším tlakem. Když se rotor dále otáčí, mohou spaliny naopak utíkat výfukovým potrubím a do komor vstupuje vzduch ze sání. Dochází zde přitom k přímému kontaktu plynů. Výhodou je, že rotor odebírá pouze nepatrný výkon a může být řízen jednoduše elektromotorem v závislosti na teplotě plynů. Bohužel je zde plnicí tlak omezen tlakem výfukových plynů, nedocílíme tak vysokého stupně přepřlňování.



Obr. 1-2 Systém plnění Compres [14]

1.3.2. CIZÍ PŘEPLŇOVÁNÍ (MECHANICKÉ)

Mechanické přepřlňování bývá někdy označováno jako cizí, protože využívá zvláštního plnicího agregátu. Ten může být poháněn jak elektromotorem, tak i řemenem od klikové hřídele. Můžeme se tedy setkat s:

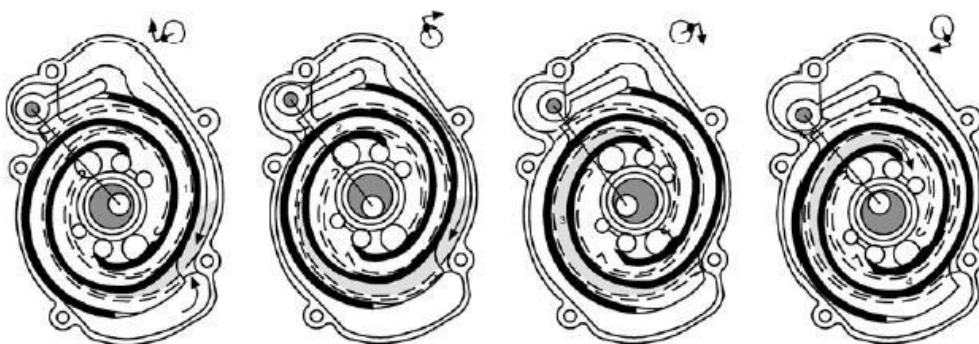
- kompresory s vnitřní kompresí
- kompresory bez vnitřní komprese
- radiálními nebo axiálními kompresory

Rootsovo dmychadlo je dvou až čtyřzubý kompresor se vstupem i výstupem kolmým na osy rotorů, ve kterém nedochází k vnitřní kompresi. Tvarování zubů do šroubovice slouží pouze k eliminování tlakových pulzací v proudění, které jsou jednou z nevýhod. Bývá z převodován do rychla, což je dalším důvodem proti použití rootsova dmychadla. Vyžaduje totiž vysoký výkon, který ke svému pohonu odebírá z klikové hřídele motoru. Zuby rotoru mají poměrně velkou vůli ke stěnám statoru a tak podává hlavně v nízkých otáčkách nízký plnicí tlak.



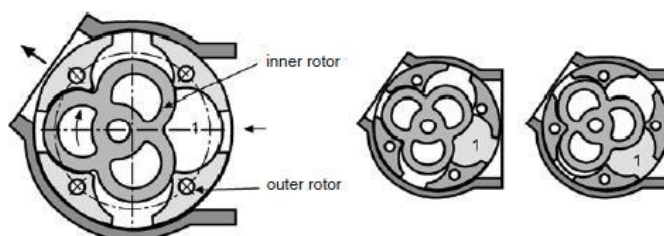
Obr. 1-3 Rootsovo dmychadlo [15]

K vnitřní kompresi plynů dochází u G-dmychadla použitého v polovině osmdesátých let automobilkou Volkswagen. Skříň tohoto dmychadla je nepohyblivá a v ní se excentricky pohybuje spirála (nerotuje), která mezi dvěma přepážkami skříně žene plyn ve stále se zmenšujícím prostoru od vnější strany ke středu.



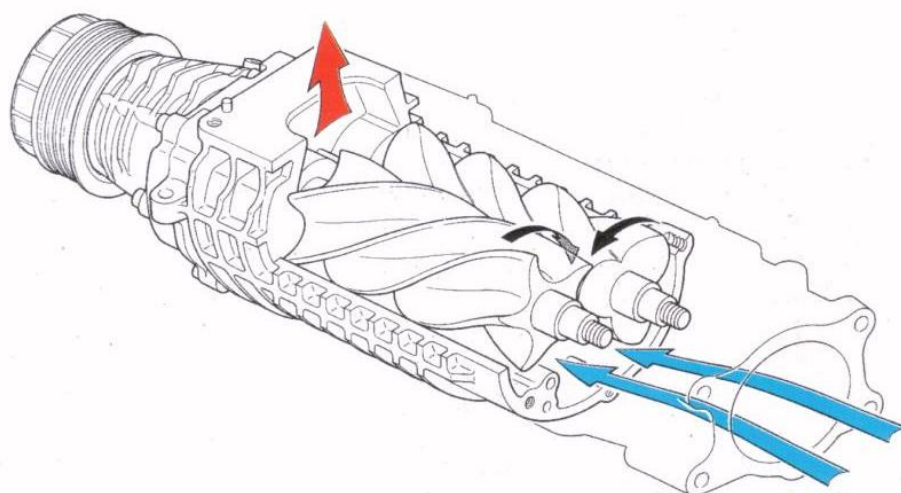
Obr. 1-4 G-dmychadlo [16]

Velmi málo využívanou technologií plnění je Wankelovo dmychadlo, které u sériových motorů zatím uplatnění nenašla. Uvnitř kompresoru je plyn stlačován mezi dvěma rotory, které jsou vůči sobě vyoseny, jak lze např. vidět na obrázku kompresoru Pierburg (Obr. 1.5), který funguje na stejném principu. Vnitřní rotor je poháněn od klikového hřídele a taktéž odebírá značný výkon motoru.



Obr. 1-5 Kompresor Pierburg [16]

Nejvyšší kompresi a účinnost má ze jmenovaných kompresorů Lysholmův a to díky velmi malým vůlím mezi rotory i statorem. Počet zubů není stejný u obou rotorů a tak mají rozdílnou úhlovou rychlost. Díky kónickému tvaru zubů dochází ke kompresi plynů přímo mezi rotory. Oproti Rootsovu kompresoru má vyšší moment setrvačnosti (odebírá větší podíl výkonu motoru) a jeho výroba je také komplikovanější, což zvyšuje jeho cenu.



Obr. 1-6 Lysholmovo dmychadlo [17]

1.3.3. VYUŽITÍ ENERGIE VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

Problematika turbodmychadel je velmi rozsáhlým tématem, a pokud bych měl detailně popsat veškeré její aspekty, od energetických rovnic přes konstrukci jednotlivých součástí až po tzv. „matching“ (volba a sestavení vhodného turbodmychadla pro daný motor), nabrala by tato kapitola neúměrného rozsahu. Přijatelnější než předávání informací bude odkázat čtenáře přímo na zdroje [1], [4] a [18]. Pro přehled mohou být turbodmychadla regulována:

- Odpouštěním výfukových plynů před turbínou (WASTE-GATE)
- Natáčením rozváděcích lopatek turbíny (VNT)
- Změnou šířky statoru turbíny
- Elektrickým pohonem (motor/generátor)
- Kombinací zmíněných variant

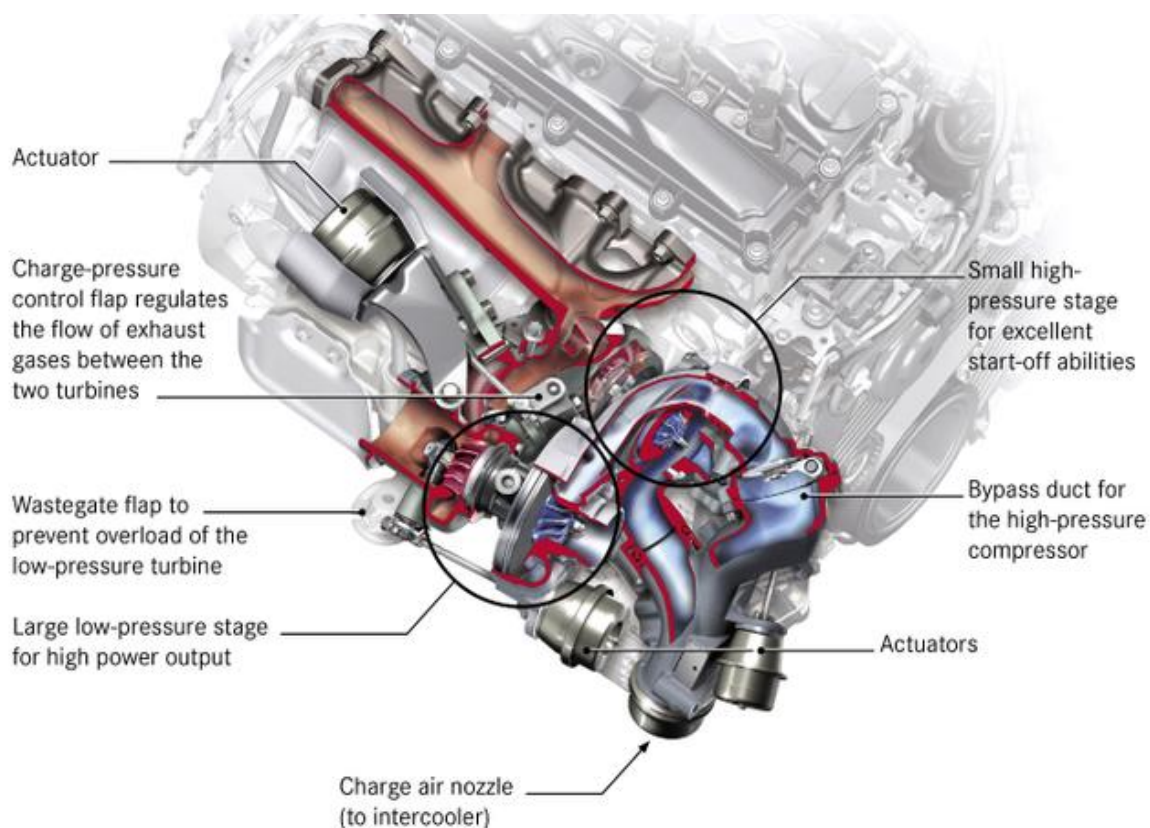
1.3.4. DVOUSTUPŇOVÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

Dvoustupňové přeplňování může být realizováno:

- Dvě turbodmychadla
- Kompresor + Turbodmychadlo

Pokud volíme variantu se dvěma turbodmychadly, jsou buďto odlišné velikosti, tak aby dokázali dodávat dostatečný hmotnostní tok vzduchu v celém rozsahu otáček motoru a zachovali si přitom krátkou odezvu v přechodových režimech. Malé turbodmychadlo nedodá totiž dostatečné množství vzduchu ve vysokých otáčkách, je zato ale schopno vysokého stlačení plynů při nízkých otáčkách motoru. Díky nízkému momentu setrvačnosti reaguje velmi rychle při přechodových režimech. Správnou regulací je vzduch při nízkých otáčkách motoru hnán menším turbodmychadlem a v momentě kdy dodávku vzduchu nezvládá, připojí regulační ventil turbodmychadlo větších rozměrů. Systém musí být řídit složitější elektronika, aby byly naplno využity jeho výhody.

Při úpravě motoru AR67203 máme v úmyslu použít stávající řídicí jednotku a ta by nedokázala správně regulovat dvě turbodmychadla. Spolu s koupí druhého turbodmychadla a návrhem sacího a výfukového traktu by bylo tedy toto řešení velmi náročné po finanční i konstrukční stránce. Rozhodli jsme se pro přeplňování jedním turbodmychadlem.



Obr. 1-7 Two-stage turbodmychadlo [23]

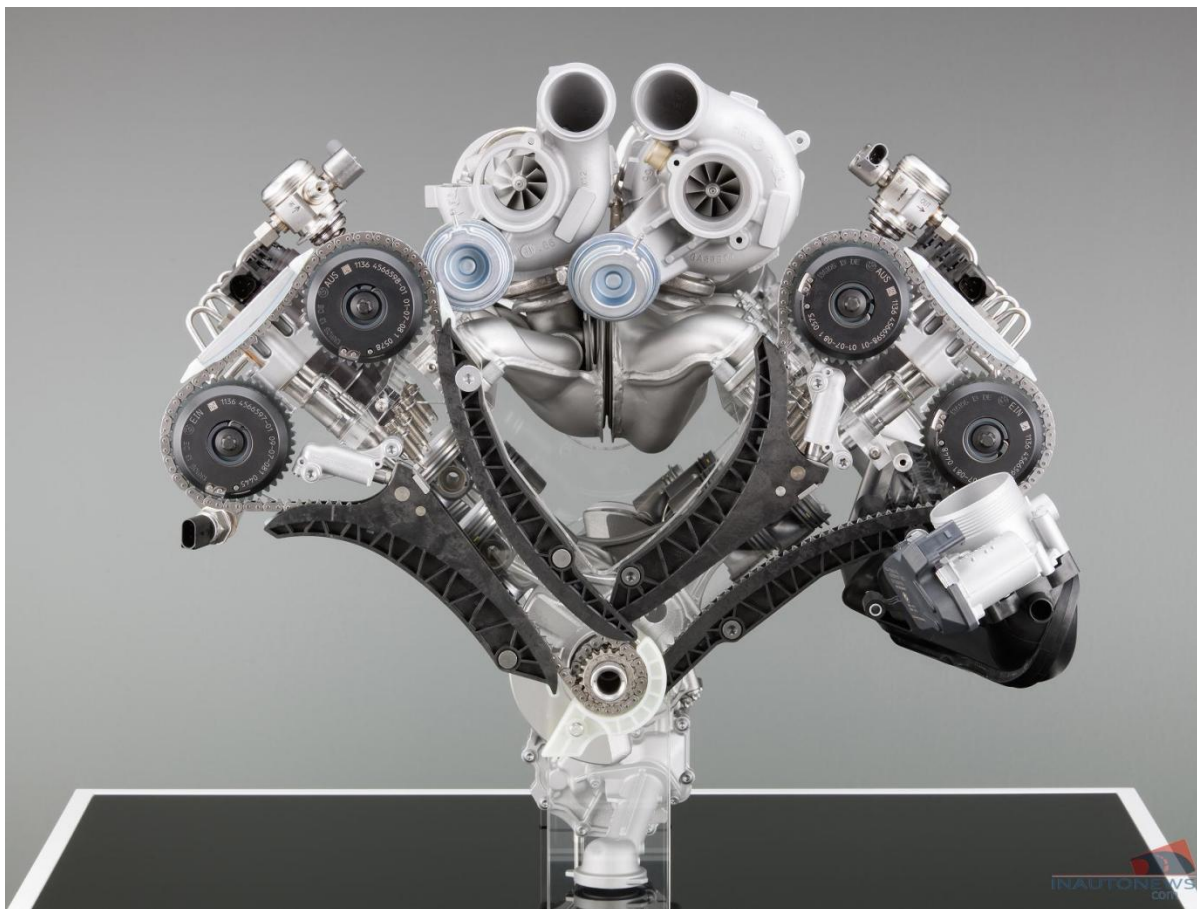
Jednodušším systémem nežli systém s rozdílnými turbodmychadly je nasazení dvou turbodmychadel o stejné velikosti, přičemž každé z nich slouží pro přeplňování stejného počtu válců. V mém případě řadového čtyřválcce toto řešení nepřináší výrazný přínos, a i když se můžeme setkat s případy, kde je každý válec přeplňován svým vlastním turbodmychadlem, jde spíše o kuriózní tuning, nežli konstrukčně výhodné řešení.

Proto se s tímto systémem setkáme převážně u šesti- a víceválcových motorů. Například u motoru ve voze BMW M5, který v roce 2011 prošel tzv. downsizingem. Bylo totiž jakýmsi „zvykem“, že s novou generací tohoto motoru přibýly dva válce:

Tab. 1 Modely vozu BMW M5

Model vozu	Motor	Max. výkon	Max. moment
E34	3,8L R6	235kW	361Nm
E39	5,0L V8	294kW	500Nm
E60	5,0L V10	373kW	520Nm
F10	4,4L V8	425kW	720Nm

V poslední generaci ale naopak ubyly, z deseticválce přešla automobilka BMW na osmiválcovou variantu s uložením válců do V. O přeplnění se starají turbodmychadla firmy Honeywell a v zástavbovém prostoru jen stěží najdeme volné místo. U tohoto uložení se konstruktérům doslova ježili vlasy při řešení problémů s chlazením turbodmychadel. Na obrázku 1-7 je jasně vidět, že v prostoru mezi hlavami motoru musí sálat velké množství tepla, které je díky husté zástavbě špatně odváděno.



Obr. 1-8 Motor BMW S63 se dvěma turbodmychadly [3]

V podobné formě se můžeme setkat i s rekuperací mechanické energie. Protože turbodmychadlo nespotřebuje veškerou energii výfukových plynů a značná část tak stále odchází do atmosféry, je možné zařadit do výfukového traktu další turbínu. Tato turbína může být pak přímo spojená s klikovou hřídelí a vracet do motoru mechanickou práci, nebo připojena k elektromotoru a produkovat elektrickou energii. Spotřeba paliva klesne s tímto systémem v rozmezí od 1% do 3%. Takovéto systémy bývají nasazeny logicky u vysoce zatěžovaných motorů, například u nákladních a užitkových vozů (Scania) nebo stacionárně zatěžovaných lodních motorů.

Skombinovat lze výhodně i kompresor s turbodmychadlem, kdy je kompresor navržen pro nízké otáčky. Hlavně z důvodu okamžité reakce (nulové prodlevy) na sešlápnutí plynového pedálu a menších rozměrů, s nimiž jsou spojené setrvačné síly a mechanické ztráty kompresoru celkově. Energeticky výhodnější je ale systém dvou turbodmychadel, proto se s tímto řešením nesetkáváme až tak často.

1.3.5. NÁPOROVÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

Při jízdě vozidla vysokou rychlostí působí okolní vzduch odpor vyvolávající tlak proti směru pohybu. Pokud je rychlost dostatečná, lze tímto tlakem docílit vyššího tlaku v sacím potrubí nežli atmosférického a dojde k přeplňování motoru. V městském provozu vozidla takových rychlostí ale nedosahují, takže se s touto variantou u osobních automobilů nesetkáme. Názným příkladem jsou vozy Formule 1, u kterých je sání motoru umístěno nad hlavou řidiče.

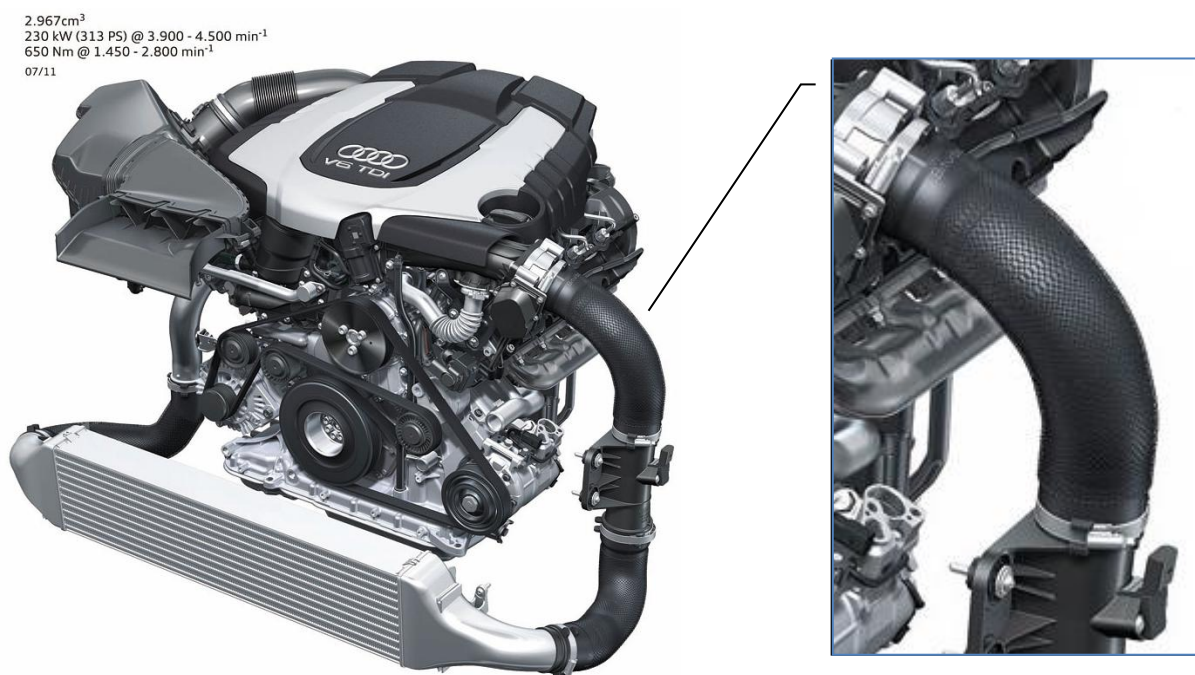


1.4. DNEŠNÍ TRENDY V OBLASTI PŘEPLŇOVÁNÍ U OSOBNÍCH AUTOMOBILŮ

Pokud porovnáme dvě varianty přeplňovaného motoru, který uvedla automobilka Audi v roce 2011 [20], vidíme, že při použití dvoustupňového přeplňování sice motor nabídne velmi slibný točivý moment, ale cenový rozdíl oproti variantě s jedním turbodmychadlem činil v době uvedení (4. Q 2011) kolem 180 000 Kč. Nad tímto cenovým rozdílem se již může koncový zákazník pozastavit. Chvályhodných výkonů motor dosahuje díky vyšším spalovacím tlakům, přičemž plnicí tlak vzduchu roste až k hodnotě 3,2 barů. Takovéto zatížení snese už jen celokovový mezichladič nasávaného vzduchu a hadice vyztužené pletením, což samozřejmě toto technické řešení prodražuje.

Tab. 2 Srovnání variant motoru ve voze Audi A6 Avant [20]

Model	2,0 TDI	3,0 TDI	3,0 TDI quattro	3,0 TDI quattro	3,0 TDI BiT quattro
Převodovka	6M (CVT)	6M (CVT)	7DS 4x4	7DS 4x4	8A 4x4
Největší výkon [kW/min ⁻¹]	130/4200	150/3750-4500	150/3250-4500	180/4000-4500	230/3900-4500
Největší toč. mom. [Nm/min ⁻¹]	380/1750-2500	400/1250-3500	450/1250-3000	500/1400-3250	650/1450-2800
Komb. spotřeba [l/100 km]	5,0	5,3 (5,2)	5,8	5,9	6,4
Cena [Kč]	1.058.300,-	1.188.200,-	1.317.400,-	1.391.600,-	1.496.600,-

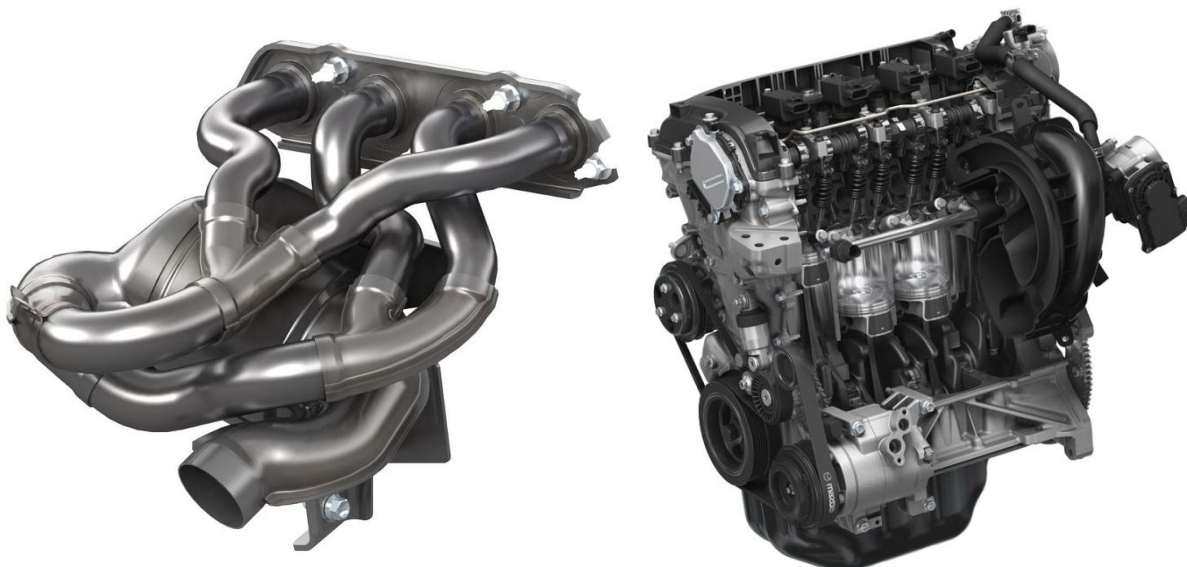


Obr. 1-9 Motor Audi 3,0L V6 Bi-TDI [20]

Naopak automobilka Mazda se vydala u motorů s označením Skyactiv směrem optimalizace. Ze zážehového motoru Skyactiv-G (objem 2,0L) uvedeném na veletrhu ve

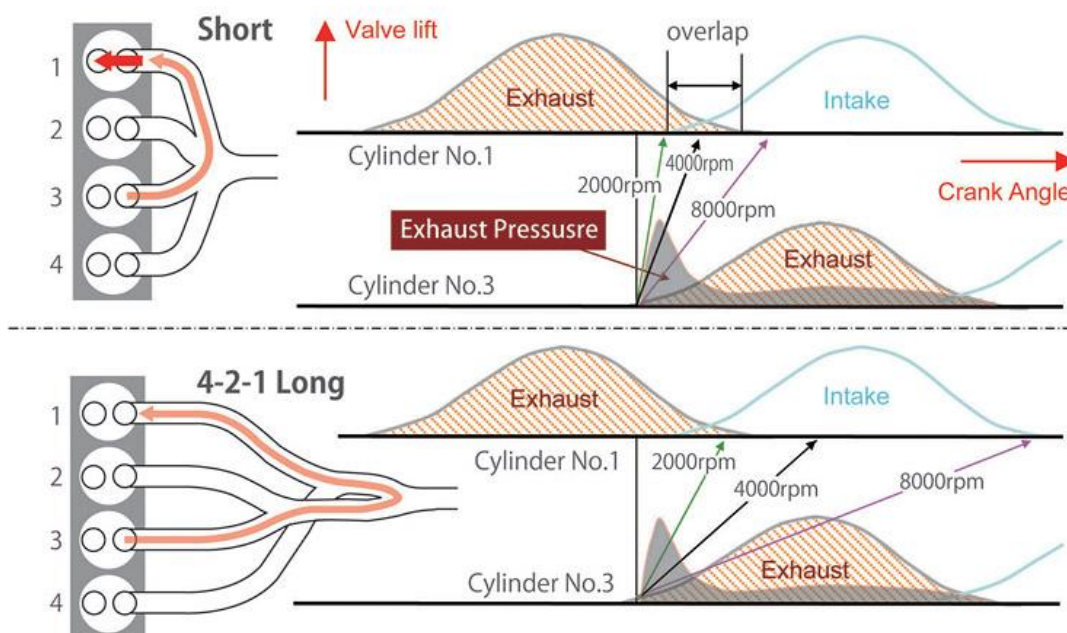


Frankfurt v roce 2011 dokázala využitím pouze dynamického přeplňování dosáhnout maximálního výkonu 121kW a točivého momentu 210Nm. Což je nárůst přibližně okolo 15% oproti předchozí generaci motoru 2.0 MZR.



Obr. 1-10 Motor Skyactiv-G [19]

Už na první pohled na nás optimalizace zapůsobí v podobě sacího i výfukového potrubí podobajícího se zpracování u Formule 1. Mazda zvýšila účinnost těchto motorů i díky vysokému kompresnímu poměru 14:1, což je na zážehové motory velmi vysoký poměr. Klepání motoru se podařilo eliminovat optimálnější rozprášením paliva přímým vstřikováním. Společně s dokonalejším vyplachováním spalovacího prostoru poklesne teplota směsi na konci kompresního zdvihu a zvýší se celková termická účinnost. Na následujícím obrázku je zřetelně popsán přínos výfukového potrubí 4-2-1, pokud je optimálně navrženo.



Residual gas reduction by 4-2-1 exhaust system

Obr. 1-11 Vliv výfukového potrubí na vyplachování spalovacího prostoru [19]

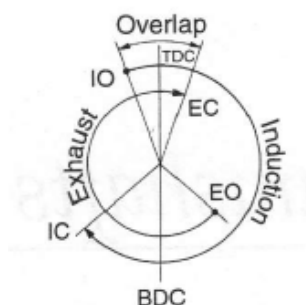


Ač se tyto změny netýkají přímo přepřňování, zmiňuji je, protože díky zlepšení výkonových hodnot motoru si mohla Mazda dovolit přepřňování pouze dynamické a odpadá nám zde tedy plnicí agregát (kompresor, turbodmychadlo...), což je nespornou výhodou tohoto řešení. Zástavbový prostor je zde i přesto využit do posledního milimetru. Výrobce se chlubí i snížením třecích ztrát o 30% a hmotností nižší o 10%. Motory Skyactiv zde zmiňuji, protože jsou ukázkou, že je stále prostor pro zlepšení vnější otáčkové charakteristiky motoru i bez použití plnicích agregátů. Má práce se ale zabývá zvýšením výkonu již daného motoru a nehodlám v mém případě upravovat kompresní poměr, nebo nějak zásadně optimalizovat konstrukci sacího a výfukového traktu nebo samotného motoru. Důvody popisují ve druhé kapitole.

1.5. VENTILY A VAČKOVÉ HŘÍDELE

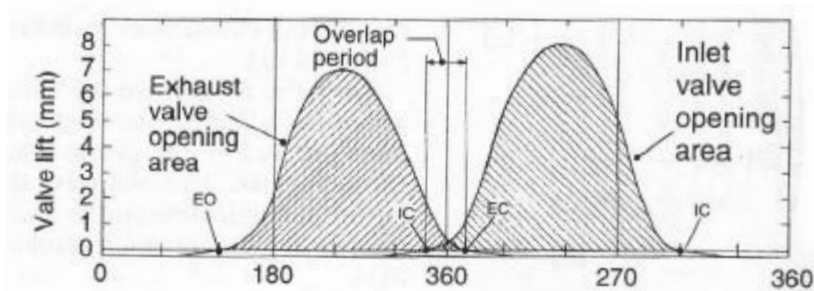
Pro lepší vyplachování spalovacího prostoru mohou být sací kanály tvarovány například do spirály, díky čemuž vstupuje palivová směs do spalovacího prostoru řízeně a vyvolá „víření“ čerstvé směsi. Kromě tvaru sacích a výfukových kanálů je rozhodující i celková plocha jejich průřezu, stejně tak časování a zdvih ventilů, což má také vliv na průtok a tlakové ztráty v traktu a ve výsledku tedy ovlivňuje i plnicí účinnost. Za použití stávající hlavy motoru je ale úprava geometrie kanálů nemyslitelná. V úvahu přichází pouze jejich vybroušení pro snížení třecích ztrát.

Časování a zdvih řídí tvar profilu vačky. Například plnicí účinnost zvýšíme otevřením sacích ventilů před horní úvratí (TDC) výfukového zdvihu, stejně jako otevřením výfukových ventilů ještě před dolní úvratí (BDC) pracovního zdvihu. Toto překrytí je vidět i na obrázku 1-12. Otevíráním ventilů vznikají v obou traktech tlakové vlny, kterých lze využít k lepšímu plnění, ale protože jsou funkcí otáček motoru, mělo by se časování ventilů ideálně měnit plynule s otáčkami motoru. Spíše než do detailu rozebírat technická řešení proměnného časování bych chtěl zmínit, kdy má jaké časování přínos.



Obr. 1-12 Kruhový diagram časování ventilů [18]

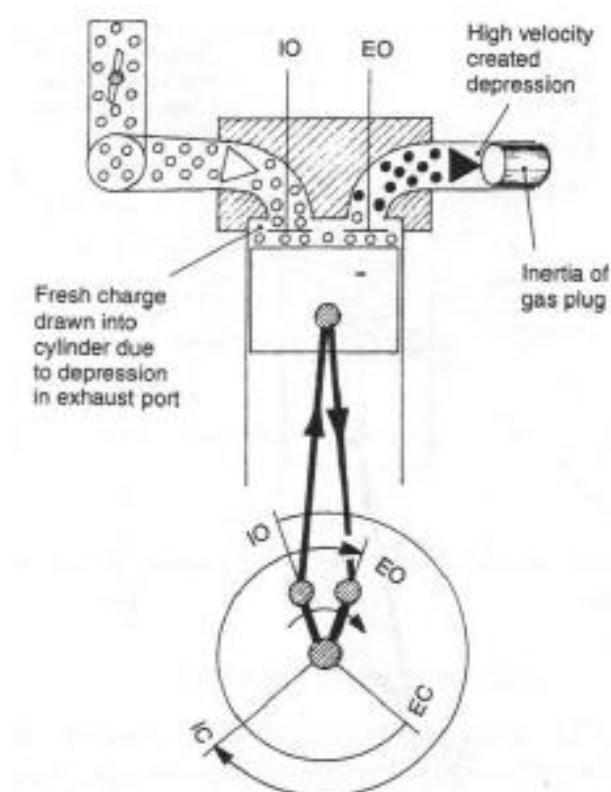
Průběh otevření ventilů při otáčení klikového hřídele je názornější na obrázku 1-13.



Obr. 1-13 Lineární diagram průběhu otevření ventilů [18]



Aby byl výplach spalin co nejvyšší, otevírá se výfukový ventil ještě před BDC. Protože se tak děje při pracovním zdvihu, určitý přetlak nám napomáhá udržet kinetickou energii spalin ve výfukovém potrubí. Rychlost pístu se před úvratí snižuje a zároveň rychlost otevření ventilu zvyšuje, vede tak tato situace při správném načasování pouze k malým ztrátám pracovního tlaku. Pokud by bylo otevření příliš brzké, došlo by ke snížení tlaku ve válci a tím by výfukem utekla část práce. Spolu s tím ale roste teplota výfukových plynů a nese s sebou nepříznivé účinky s ní spojené. U motorů přepřňovaných turbodmychadlem je tak možné docílit snížení tzv. turboefektu (prodlevy reakce turbodmychadla), kdy dochází ke spalování směsi, a tedy k její expanzi, ještě ve výfukovém potrubí, i když snížíme dodávku paliva a zatížení motoru. Z důvodu nižší životnosti turbodmychadla se s tímto způsobem setkáme ve velké míře jen u sportovních speciálů.



Obr. 1-14 Vliv překrytí otevření ventilů při výměně náplně [18]

Uzavření výfukového ventilu nastává také až za úvratí. I když není již ventil za TDC zcela otevřen, proud spalin ve výfukovém traktu napomáhá „vysát“ spálenou náplň válce. Při překrytí ventilů proudí do spalovacího prostoru nová směs, která zase napomáhá spaliny vytlačit. Pokud je překrytí příliš dlouhé, projde nová směs až do výfukového potrubí, což je vyjma případu snížení turboefektu nežádoucí. I zde je třeba uzavření správně načasovat.

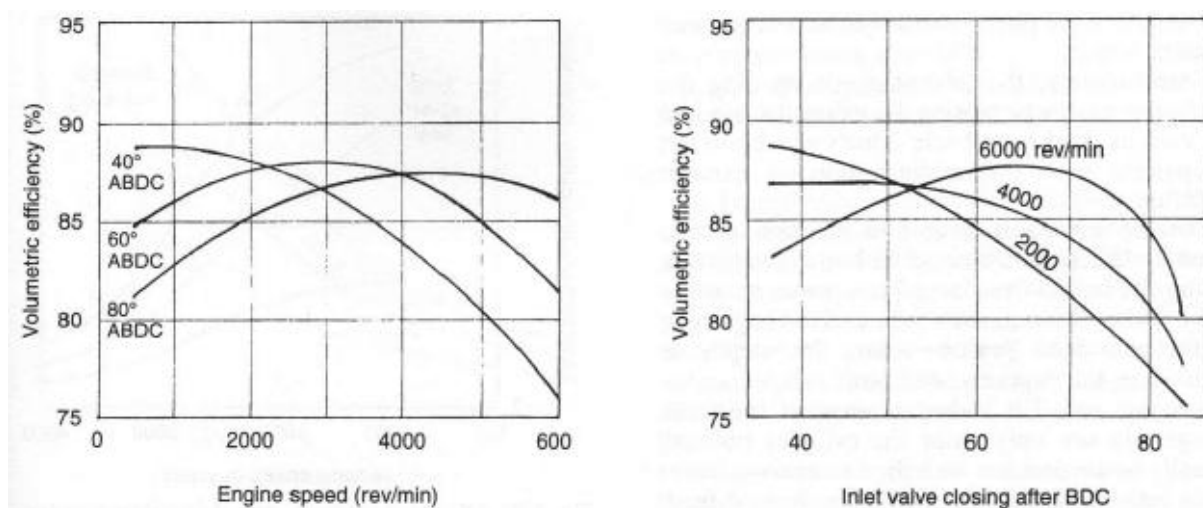
Za účelem nasátí co největšího množství palivové směsi je logické otevřít sací ventil před TDC při výfukovém zdvihu. Využijeme tak rychlosti a tlaku nové směsi v sacím traktu. Pokud otevření sacího ventilu přeženeme, vytlačí píst do sacího traktu zpět již spálenou směs, což samozřejmě značně snižuje plnicí účinnost. Jiná situace je v případě recirkulace výfukových plynů tímto způsobem. Ta je přijatelná ale jen za určitých podmínek (otáčky, zatížení...) a tak podle ní nemůžeme ventily načasovat (dopad na všechny provozní podmínky). Chytrý systém vyvinul Fiat pod označením Multiair (viz níže).



Uzavřením sacího ventilu později než na BDC využijeme hybnosti nové náplně, která vyhání spaliny a poté stlačuje sama sebe. Pokud uvažujeme motor přeplňovaný, dochází ke stejnému jevu, pouze při vyšších tlacích, uzavření ventilu je možné ještě později.

S rostoucími otáčkami motoru roste i rychlost plynů v sacím i výfukovém potrubí, proto je důležité časování nastavit s ohledem na otáčky motoru. Existuje více technických řešení změny časování závisle na otáčkách, ty zde nepopisuji. Spíše rozeberu názorný rozdíl mezi nízkými a vysokými otáčkami.

Při nízkých otáčkách je kinetická energie plynů nižší, na druhou stranu je výsledný čas na výměnu náplně delší. V tomto případě je vhodné nízké nebo žádné překrytí. Uzavření sacího ventilu musí nastat dříve nežli při vysokých otáčkách, právě z důvodu nízké hybnosti plynů a vytlačení spalín zpět do sání. Vliv při různých otáčkách je jasný z následujícího diagramu:



Obr. 1-15 Vliv zpoždění uzavření sacího ventilu za dolní úvratí [18]

S rostoucími otáčkami (střední až vysoké) je přínosné zvyšovat překrytí ventilů a využít tak energie proudění k výměně náplně. Zpoždění uzavření výfukového ventilu má vliv také na množství škodlivin a to ve smyslu, čím vyšší zpoždění tím více škodlivin. V úvahu musíme brát i zatížení, respektive polohu škrticí klapky. S nižším otevřením škrticí klapky klesá tlak za klapkou a dochází pak snáze k vytlačování spalín zpět do sání.

Časování ventilů lze tedy shrnout jako funkci otáček motoru, zatížení a tlaků v sacím i výfukovém potrubí. Jejich výsledný vliv na plnicí účinnost je výrazný a je tedy časování nutné s rozmyslem volit s ohledem na výsledný točivý moment a produkované škodliviny. Jiné časování totiž připadá v úvahu pro motor nasazený pro motorsport (výkon ve vysokých otáčkách), pro osobní vozidlo nebo užitkový vůz.

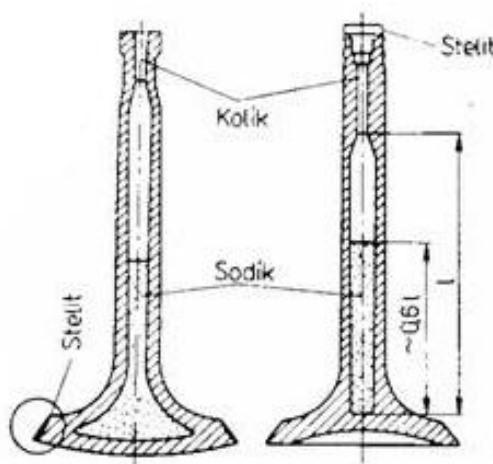
Vyjma Multiair je proměnné časování ventilů řešeno natočením vačkových hřídelí. Tou nelze ale zcela volně měnit časování v závislosti na provozních podmínkách. Technici vložili mezi ventil a vačkovou hřídel hydraulický člen, který řídí elektronika. Tak je možné měnit dokonce e i zdvih ventilu podle potřeby. Vhodným naladěním dokáže systém Multiair regulovat efektivně množství nasátého vzduchu a tím efektivně snížit množství škodlivin a zvýšit výkonnostní parametry motoru při proměnných provozních režimech (Obr. 1-16).



Obr. 1-16 Fiat Multiair

V našem případě není motor AR67203 vybavený proměnným časováním ventilů a volbou vačkových hřídelí tak můžeme docílit například posunutí maximálního výkonu do vyšších otáček, což se může projevit neklidným volnoběhem. Vačkovým hřídelím se věnuji v kapitole 2.3.

Protože jsou ventily (především výfukové) vysoce tepelně namáhány, může se v nich akumulovat tolik tepla, které povede až k jejich přehřátí, upálení, netěsnost spalovacího prostoru, nebo případně k samozápalu palivové směsi. Tyto limitní podmínky mohou oddálit duté ventily plněné sodíkem, které odvádí teplo lépe, přes vodička do hlavy motoru. Motor AR67203 byl již v sérii vybaven těmito ventily.



Obr. 1-17 Provedení vnitřně chlazených ventilů [31]

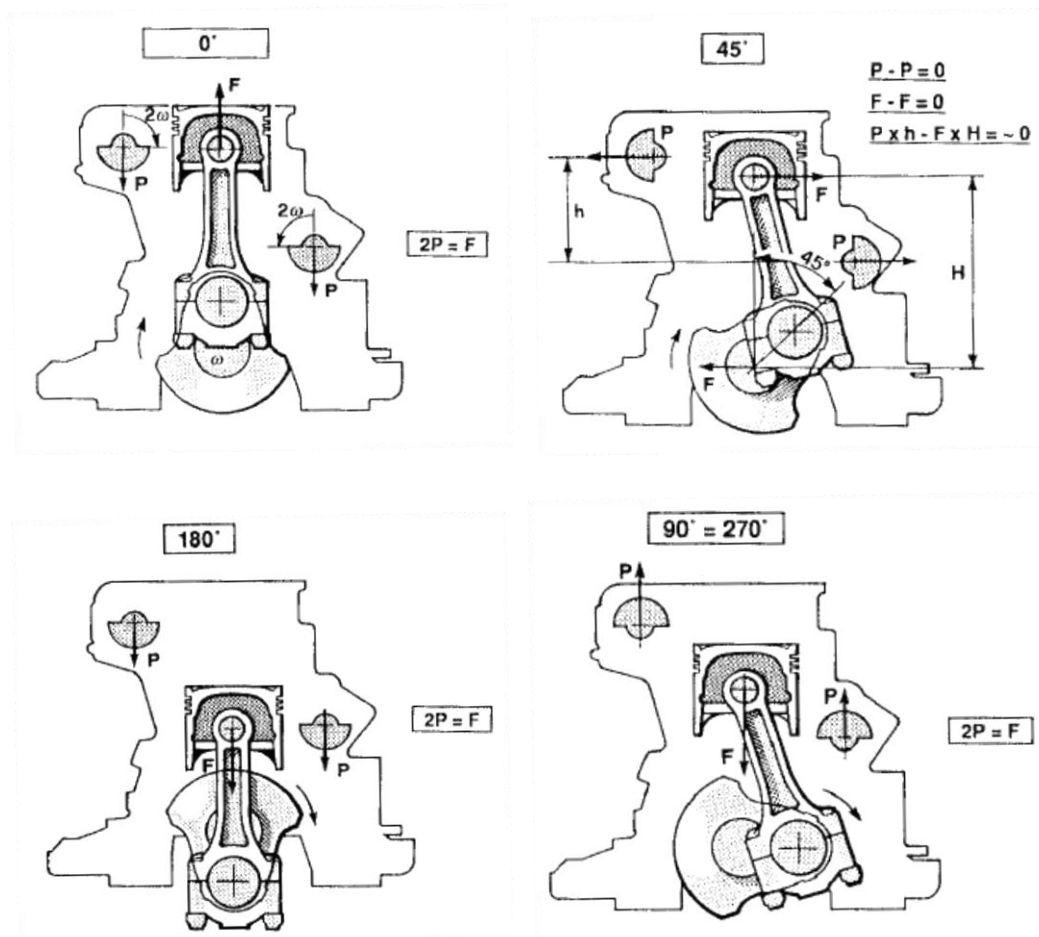
Mohou být vyrobeny ve dvou variantách, buďto celkově chlazený s dutinou i talíři ventilu, nebo pouze částečně ve dříku. Dutina je z poloviny naplněna sodíkem, který po zahřátí při pohybu ventilu v kapalném stavu vede více tepla od talíře do vodička a dále do hlavy motoru.



1.6. VYVAŽOVACÍ HŘÍDELE

Ideálně vyvážený motor je takový, ve kterém relativní pohyb pohyblivých součástí nevyvolá výslednou sílu, která způsobí pohyb nebo kmitání celku. V takovémto případě by mohl být motor teoreticky připevněn přímo k rámu automobilu. Vzniklé vibrace přitom mohou být motoru a pevných částí vyvolané nevyvážením rotačních a přímočaře se pohybujících součástí nebo vibrace vyvolané periodickými účinky spalování, projevující se elastickou deformací jednotlivých součástí. Statického a dynamického vyvážení může být dosaženo pomocí vývažků přímo na klikové hřídeli popř. díky vyvažovacím hřídelům v bloku motoru.

Motor AR67203 je vybaven dvojicí vyvažovacích hřídelů, které napomáhají vyrovnávat dynamické účinky celého motoru za chodu, přičemž díky své geometrii, rychlosti a poloze v bloku motoru dokáží kompenzovat i kmitání druhého řádu (hřídele se spolu otáčí v opačném smyslu). Jednoduché schéma vysvětluje princip jejich činnosti a lze najít ve zdroji [6].



Obr. 1-18 Dynamické vyvažování motoru AR67203 [6]

Protože mají hřídele i s kladkami určitou hmotnost a otáčejí se dvojnásobnou rychlostí nežli kliková hřídel, spousta lidí upravující motory tyto vačky odpojuje a napevno blokuje. Sníží tak hmotnost rotačních součástí a tím i mechanické ztráty při rozjezdu motoru. V našem motoru je každá hřídel uložena ve dvou valivých ložiskách po krajích a v jednom kluzném uprostřed. I v tomto uložení vznikají hlavně díky vysokým rychlostem mechanické ztráty. Když jsem ale zjišťoval, jakým dílem se zablokování těchto hřídelí projeví na konečný výkon, nenašel jsem jasnou odpověď. Proto se jimi zabývám v kapitole 2.4.



1.7. KONSTRUKCE SPALOVACÍHO PROSTORU

Při spalování směsi roste teplota i tlak ve spalovacím prostoru. Protože se tato tepelná energie mění na mechanickou práci, měla by být plocha spalovacího prostoru co nejmenší, aby došlo přechodem tepla stěnami k co nejmenším ztrátám. S tím je samozřejmě spojena i tepelná účinnost motoru (rovnice 1.1). Dalším důležitým parametrem je i například kompresní poměr (rovnice 1.2), který se by měl být v ideálním případě co největší. Limitem je zde ale samovznícení palivové směsi, které nastane při příliš vysokém stlačení palivové směsi (vysoký růst teploty).

Konstrukcí spalovacího prostoru, respektive pístu je možné ovlivnit jeho vyplachování a plnění, popř. řízení proudění čerstvé směsi při plnění. Toho se využívá hlavně u motorů s přímým vstřikováním, kdy je spalována velmi chudá směs (spalování vrstvené směsi). Pokud se zaměříme na samotné vrtání motoru, logicky při zachování stejného spalovacího tlaku roste s průměrem pístu i síla vyvolaná v pístním čepu, na kterou ale musí být dimenzována i ojnice a kliková hřídel. To je důvodem, proč „převrtáním“ dosáhneme vyššího výkonu.

Nejdůležitějším parametrem jsou maximální spalovací tlaky, kterým spalovací prostor odolá. Pokud nebude mít motor v tomto ohledu rezervu, dojde ke zkrácení jeho životnosti. To se projeví buď netěsností spalovacího prostoru (např. únik tlaku do chladicího okruhu), nebo mechanickým poškozením jeho částí. Tyto tlaky ale bohužel není možné zpětně určit a tak je u našeho motoru můžeme pouze odhadnout. Pro běžné přepřítované motory bývá tento tlak do 10MPa, u závodního motoru se může pohybovat ještě výše, díky použití kovaných pístů. Přestože je motor AR67203 dle referencí majitelů velmi odolný a má dobrou výkonovou rezervu, beru při simulacích (kapitola 5) na tento tlak ohled a hodnotu 11MPa považuji již za riskantní, kdy by mohlo dojít ke snížení životnosti. Reálné termodynamické děje se budou od simulací i tak lišit a bez indikace tlaků nebude možné tyto hodnoty kontrolovat a ověřit.

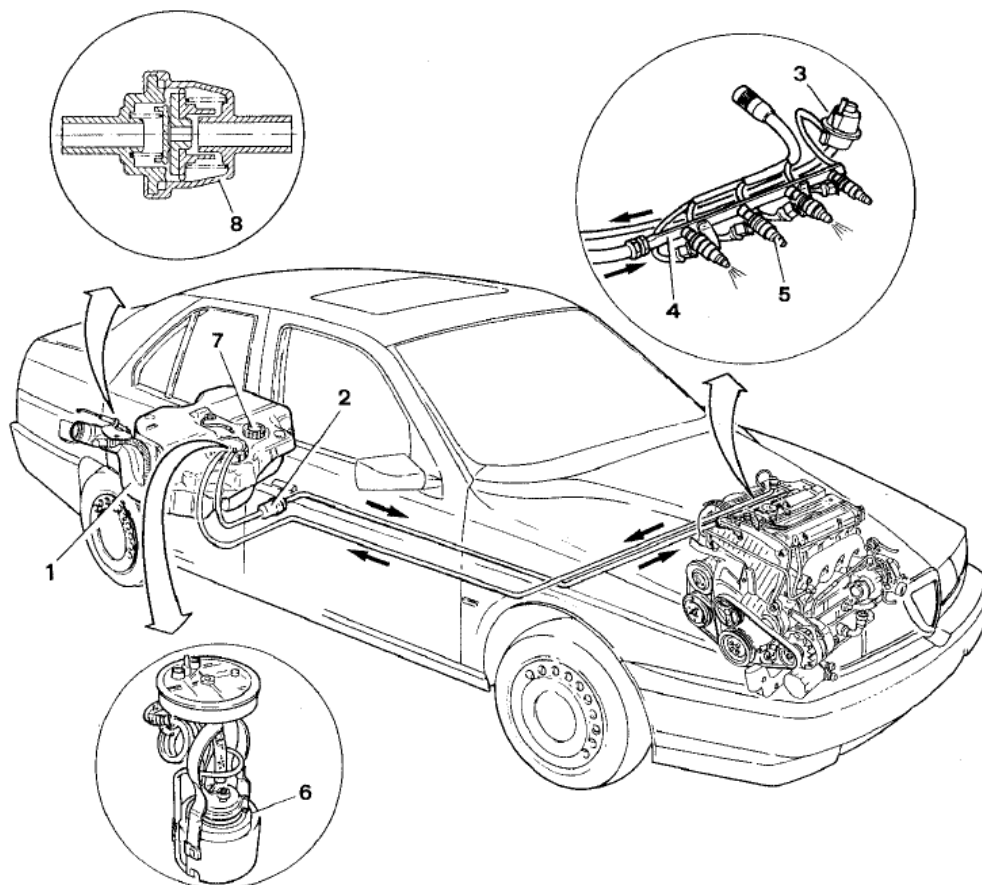
1.8. SÁNÍ A VÝFUK

Veškeré odpory vznikající při proudění v sacím potrubí omezují množství vzduchu na konci sacího zdvihu. Proto je snahou je co nejefektivněji snižovat. Druhým faktorem je teplota nasávaného vzduchu, která je se ztrátami spojena. S rostoucími ztrátami musí být totiž vzduch více stlačen (kompresor, turbodmychadlo...), čímž zvýší svou teplotu. Ta je, mimo snížení hustoty vzduchu, nepříznivá hlavně kvůli vyššímu riziku samovznícení směsi. Kromě tvarování sacího potrubí jsou hlavními prvky filtr sání, který sníží tlak před kompresorem, a mezichladič stlačeného vzduchu, o jehož ztráty musí být vzduch navíc stlačen. Optimalizován by měl být i objem rozváděcího prostoru za škrticí klapkou, který podstatně ovlivňuje plnění jednotlivých válců. Pokud by byl příliš malý, pulzace plynu by způsobily podtlak při otevření některých ventilů a válce by tak nasávali rozdílné množství vzduchu. Velký objem zase nepříznivě ovlivňuje prodlevu turbodmychadla.

Na výfukové straně dochází při nevhodně navrženém potrubí také k vysokým pulzacím, které mohou značně zhoršit vyplachování spalovacího prostoru. Proto se na základě výpočtů a simulací navrhuje potrubí nejlépe o ekvivalentní délce (jedná se o svody k turbodmychadlu). Čím delší je, tím vyšší prodleva turbodmychadla nastane. Díky vyšším tlakům má délka menší vliv na prodlevu nežli u sacího potrubí. Délka a průměr potrubí od turbodmychadla dále ovlivňuje protitlak za turbínovým kolem a tím i tlakový spád, který by měl být volen v závislosti na charakteristice turbínového kola.



1.9. PALIVOVÁ SOUSTAVA



- | | |
|---------------------------|-----------------------------|
| 1. Palivová nádrž | 5. Elektronické vstřikovače |
| 2. Palivový filtr | 6. Palivové čerpadlo |
| 3. Regulátor tlaku paliva | 7. Senzor množství paliva |
| 4. Přívodní potrubí | 8. Bezpečnostní ventil |

Obr. 1-19 Palivová soustava vozu Alfa Romeo 155Q4 [6]

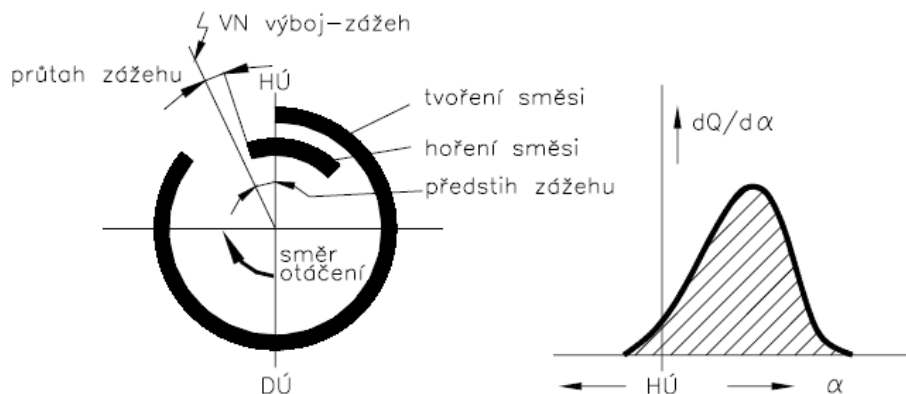
Nejdůležitějšími členy při naší úpravě jsou palivové čerpadlo, regulátor tlaku paliva a vstřikovače. Ty musí být optimálně navrženy pro požadovanou dávku paliva. Pouhé zvýšení tlaku paliva by vedlo k vysokému namáhání vstřikovačů, které by musely otevřít proti vyšším tlakům, a zároveň by vyžadovali vyšší příkon. Došlo by tak k jejich vyššímu zahřívání a zkrácení životnosti.

Pro bezpečnou a spolehlivou dodávku paliva je tedy nejvhodnější zvolit správnou velikost vstřikovače a ten provozovat za předepsaných podmínek. Pokud bude volen vstřikovač s příliš malým průtokem, dokáže sice při částečném zatížení a nižších otáčkách kvalitně rozpráskat palivo, při plném zatížení ale dosáhne maximálního průtoku a bude tedy muset být otevřen po celou dobu pracovního cyklu, popř. otáčky motoru.

Naopak předimenzování vstřikovače by při nižších otáčkách a dávkách paliva způsobilo nestabilní chod. To z důvodu velmi krátkého časového intervalu otevření, kdy není vstřikovač schopen takové přesnosti. Jako vhodný kompromis se považuje vstřikovač, který za provozu dosahuje maximálně 90% šířky pulsu, neboli 90% doby cyklu (dvoj otáčky) motoru.

1.10. ZAPALOVÁNÍ

Vůz Alfa Romeo 155Q4 je vybaven statickým zapalováním. Nepotřebuje tedy vysokonapěťový rozdělovač, místo něhož využívá čtyř zapalovacích cívek ovládaných spínací jednotkou. Toto řešení dovoluje kvalitní řízení předstihu zápalu v závislosti na více proměnných nežli jen otáčkách motoru. Řídící jednotka je například schopna posunout předstih, pokud dojde k detonačnímu spalování (zjištěno pomocí snímače klepání).



Obr. 1-20 Posloupnost fází tvoření směsi, zážehu a hoření ve válci [34]

Rychlost hoření směsi se funkcí mnoha proměnných a mění se i během jednoho spalovacího cyklu. „On-line“ výpočet předstihu by byl výpočtově velmi náročný, proto jsou hodnoty předstihu uloženy v tzv. mapách řídicí jednotky a případně korigovány v rozsahu několika stupňů. Důležité je zjištění optimálních hodnot (např. na motorové brzdě). V případě příliš brzkého zápalu dochází k detonačnímu spalování, naopak pozdní zápal vede k využití méně energie. Ta totiž odchází v podobě tepla s výfukovými plyny a neblaze ovlivňuje životnost turbodmychadla. Pouze pro orientaci by se měl maximální spalovací tlak nacházet mezi 10 až 15 stupni natočení klikového hřídele za horní úvratí.

1.11. EMISE A LAMBDA-REGULACE

Protože se námi upravený motor nebude využívat pouze pro závodní účely, musíme brát ohled i na emisní limity. Nejvyšší vliv na množství škodlivin má poměr množství vzduchu k množství paliva a označuje se λ . Jako $\lambda=1$ pak označujeme poměr stechiometrický, kdy dochází k ideálnímu spalování, tedy spalování, kdy shoří veškeré palivo a využije veškerý kyslík ve spalovacím prostoru.

Do procesu spalování ale zasahují i vlivy jako je rychlost motoru, zatížení, množství residuálních plynů atd. Je tedy obvyklé, že různé provozní stavy motoru vyžadují zkorrigování množství dodaného paliva. Například při částečném zatížení není potřeba dodat tolik tepelné energie do spalovacího prostoru a dochází ke spalování chudé směsi. To sice vede k lepším emisním hodnotám (při dalším zpracování NO_x škodlivin), na druhou stranu ale je celkově spalování delší a tak motor produkuje spaliny o vyšší teplotě. Opačný případ nastane při přebytku paliva. V krátké době je totiž obtížné vytvořit homogenní směs a tak to doženeme zvýšenou dávkou paliva. Tak dosáhneme využití veškerého kyslíku a tudíž i maximálního výkonu. Hoření probíhá rychleji a výfukové plyny mají v porovnání s chudou směsí nižší teplotu. Na základě teoretických měření je z hlediska výkonu nejvyššího výkonu vhodná směs až o 20% bohatší. Skutečné hodnoty námi upravovaného motoru ukáže ale až praktické ladění řídicí jednotky na motorové brzdě, kde bude sledován i poměr lambda.



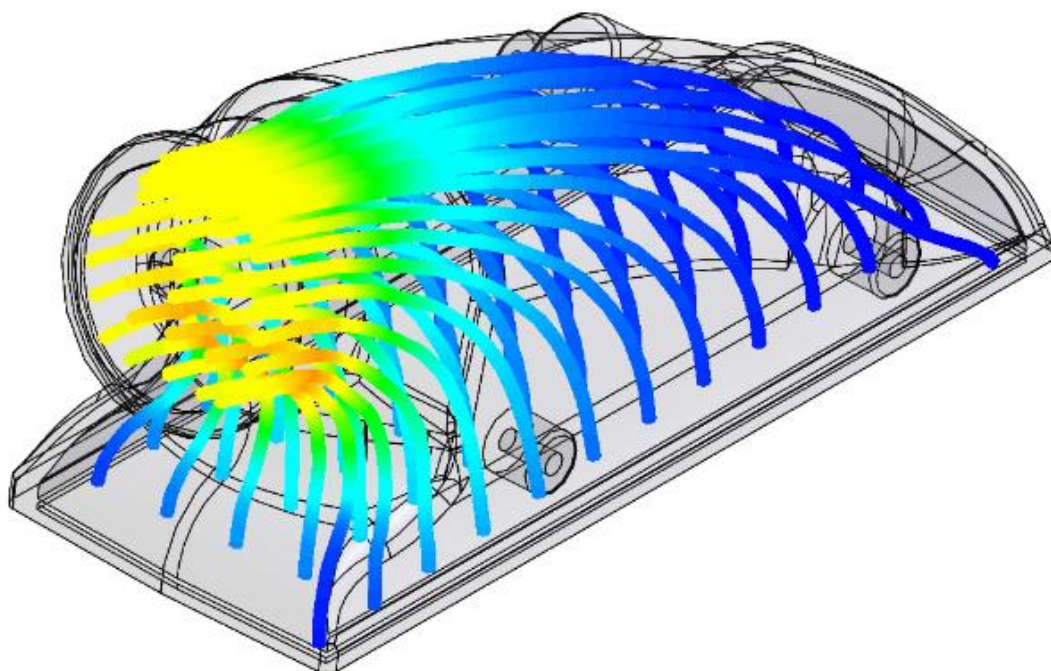
1.12. CHLAZENÍ MOTORU A NASÁVANÉHO VZDUCHU

Stlačením vzduchu se zvýší jeho teplota, což kromě nebezpečí vzniku samozápalu nepříznivě souvisí i s jeho hustotou. Přitom nabízí mezichladič stlačeného vzduchu velmi jednoduché řešení, které s sebou ale nese i nevýhodu podobě v omezení průtoku vzduchu nebo zvýšení objemu sacího traktu. Celkově tedy musíme při řešení mezichladiče zohlednit více proměnných, nežli jen teplotní spád chlazeného vzduchu.

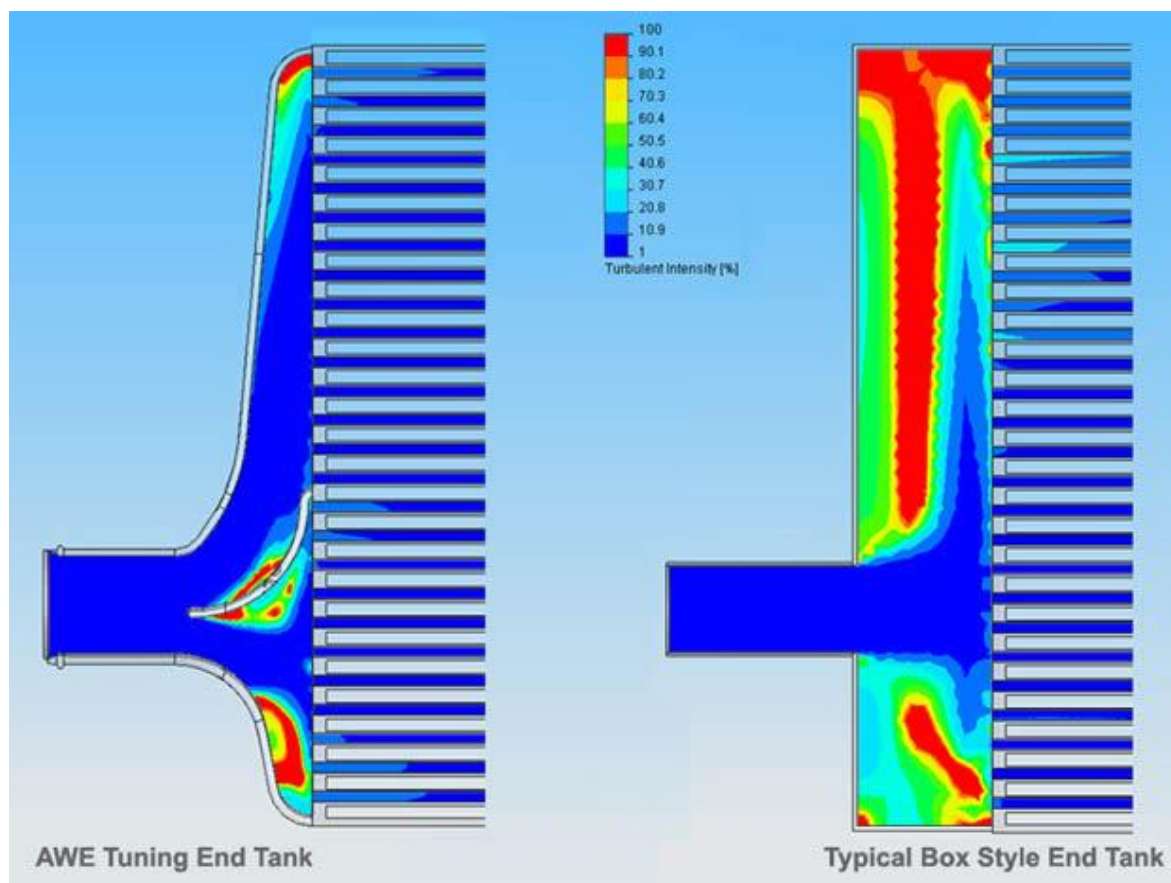
Z hlediska co nejkratší odezvy turbodmychadla a následně i motoru musí být sací potrubí co nejmenšího objemu, tedy co nejkratší. V krátkém potrubí se nachází méně vzduchu, který musí turbodmychadlo stlačit. Mezichladič by se měl v motorovém prostoru nacházet co nejbližší turbodmychadla a zároveň škrticí klapky. Důležité je dodržet prostor za mezichladičem potřebný k možnému proudění a odvodu chladicího vzduchu.

Pokud bychom chtěli docílit maximálního chladicího efektu, logicky zvětšíme celkovou plochu chladiče. S tím vzroste nepatrně ale i objem vzduchu a hlavně komplikace při zástavbě do motorového prostoru. Složitějším řešením je zabudování ostříku vnější strany mezichladiče vodou. Nezbytná je tak nádoba na vodu, jejichž spotřeba může být při dlouhodobém plném zatížení vysoká. Nutností je pravidelné doplňování.

Asi nejdůležitějším aspektem zůstává tlakový spád při průtoku vzduchu mezichladičem. Kompressor musí totiž stlačit vzduch o tento spád navíc, aby ve výsledku dodal motoru požadovaný tlak. O to víc vzroste teplota vzduchu. Ideální chladič je rozsáhlou kapitolou, na obrázku 1-21 je například vidět vliv tvaru bočnic na míru turbulencí, které zvýší tlakový spád. Levný mezichladič opěvován v různých tuning-obchodech může být nešťastnou volbou.



Obr. 1-21 CFD optimalizace mezichladiče (grafické znázornění rychlost proudění) [40]



Obr. 1-22 CFD optimalizace mezichladiče (intenzita turbulentního proudění) [40]

1.13. PALIVO

Požadavky na paliva zážehových spalovacích motorů jsou kromě schopnosti snadno vytvářet směs se vzduchem také účinné zapálení (jiskrou) a odolnost proti samozápalu. Dále také nesmí ředit mazivo, zanášet sací trakt nebo způsobit korozi motoru.

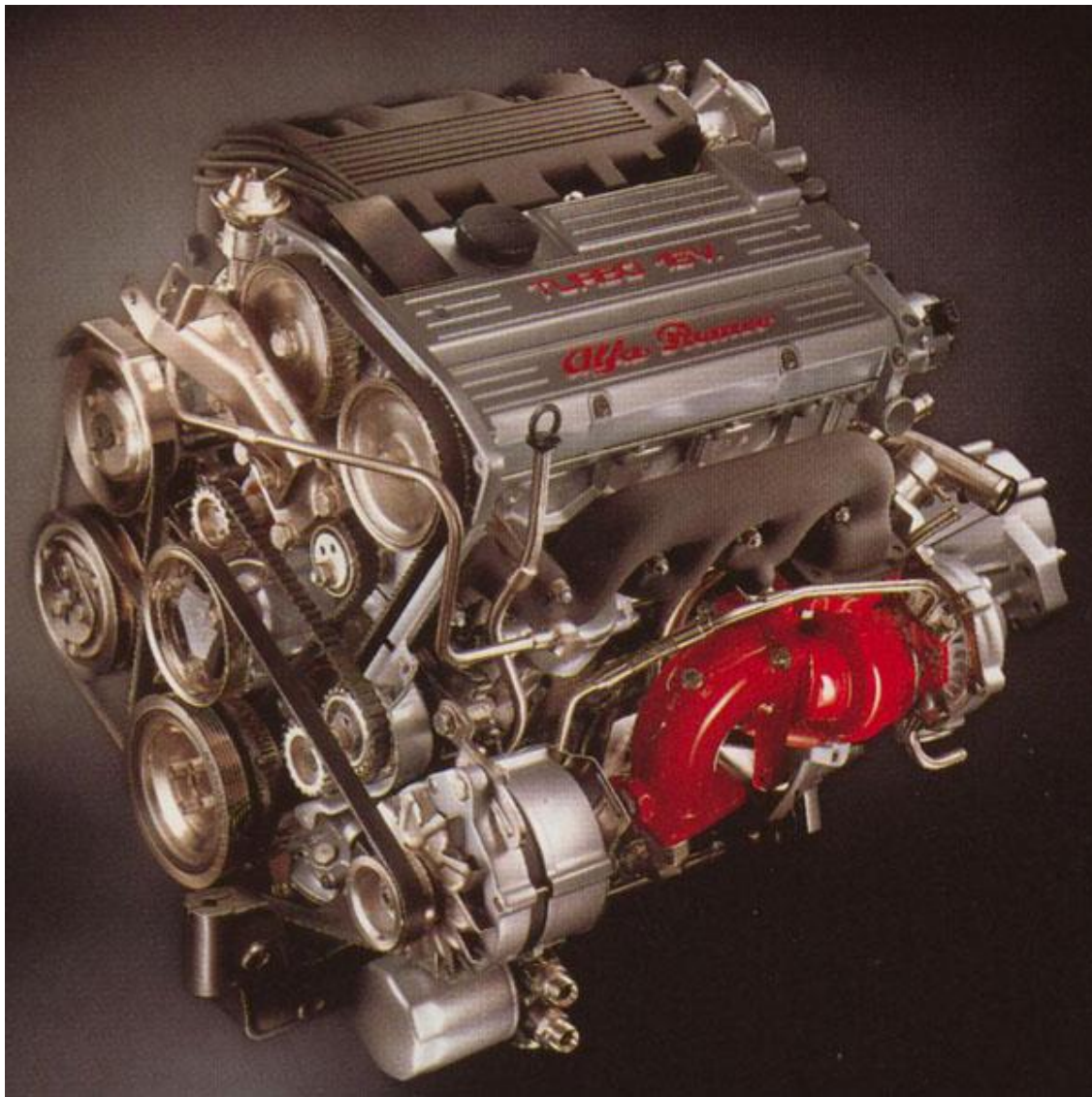
Samovolné vznícení směsi je v našem případě důležitým tématem, protože zvýšením plnicího tlaku a předstihu zápalu se budeme pohybovat těsně před hranicí detonačního spalování, které by vedlo k poškození motoru. Antidetonační odolnost paliva je vyjadřována oktanovým číslem. Čím vyšší OČ, tím lépe palivo odolává samozápalům. V neprospěch paliva s vyšším OČ pak mluví jeho cena a horší dostupnost na čerpacích stanicích.



2. NÁVRH ÚPRAV MOTORU

V této kapitole chci výše zmíněné vlivy probrat z praktického hlediska na konkrétním motoru AR67203 a rozhodnout, jaké úpravy přinesou žádaný účinek a které by byly neúměrně náročné vzhledem k námi požadovaným výkonnostním parametrům.

2.1. MOTOR AR67203



Obr. 2-1 Motor AR 67203 – 1995 cm³ TURBO [13]

Řadový čtyřválec DOHC (AR 67203) pochází od automobilky Lancia. Alfa Romeo pak tento motor převzala a provedla na něm velmi málo změn. Až na několik součástí se proto jedná o konstrukčně stejný motor jako u vozů Lancia Delta Integrale. Motor má tak výbornou výkonnostní rezervu, což bylo i důvodem, proč jsem jej vybral pro svou diplomovou práci. Jako plnicí agregát je použito turbodmychadlo Garrett TB0367, přičemž mezichladič dostal i ostřík vodní mlhou.

Po zakoupení vozu začali práce na celkové generální opravě. Tehdy jsme bohužel zjistily mimo jiné i nepříjemný technický stav klikového hřídele a jednoho z válců. Zakoupen

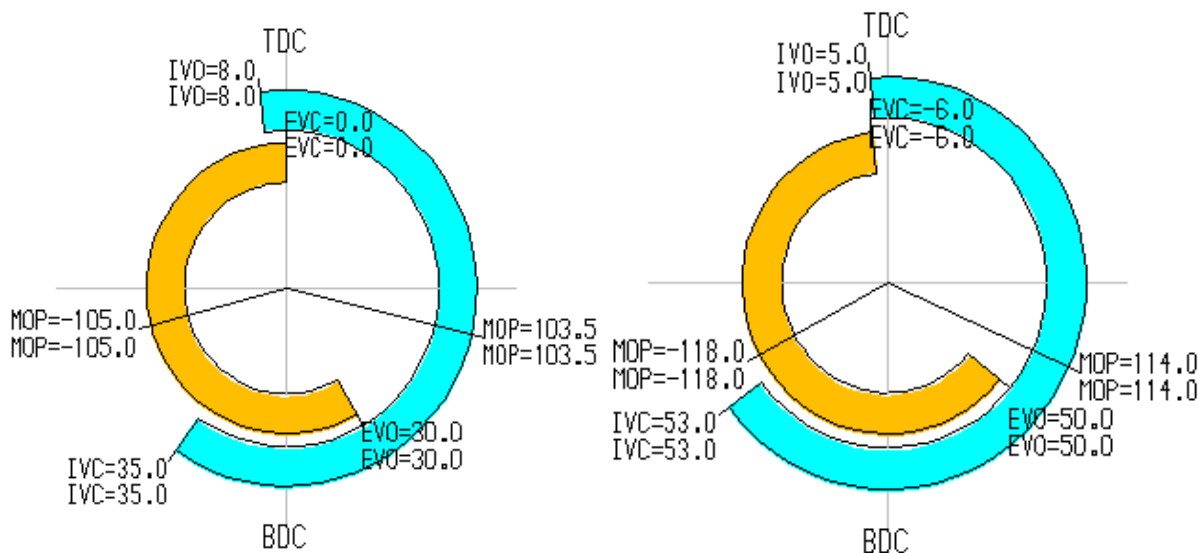
byl zcela nový blok motoru, kliková hřídel, ojnice i písty, a odolnějšími ložisky. Z důvodu vyšších spalovacích tlaků byly použity také silnější šrouby na hlavě motoru a vhodné těsnění. Jak zmiňuji v kapitole 2.3, použity jsou vačkové hřídele s vyšším zdvihem. Původní výfukové svody (kapitola 2.7) byly nahrazeny svařovanými o ekvivalentních délkách. Přestože má délka potrubí vliv na prodlevu turbodmychadla, měly by tyto svody značně dopomoci k lepšímu výplachu spalovacího prostoru. Dle referencí majitelů tohoto vozu je schopen takto upravený motor vyvinout výkon okolo 250kW bez zvyšování maximálních otáček, aniž by došlo ke znatelnému snížení životnosti.

2.2. VOLBA ZPŮSOBU PŘEPLŇOVÁNÍ

Naším záměrem je zachovat původní řídicí jednotku, která dovoluje potřebné naladění, a odpadnou díky tomu pořizovací náklady jednotky programovatelné. Bohužel s tím jsou spojeny i omezení a to hlavně v nemožnosti použití dvou turbodmychadel, popřípadě kompresoru a turbodmychadla. Nebude proto možné, dosáhnout vysokého točivého momentu v celém spektru otáček. Toto je zřetelné v kapitole 4.10.3. I kvůli většímu zástavbovému prostoru dvoustupňového řešení a ceně druhého turbodmychadla jsme se rozhodli pro variantu s jedním turbodmychadlem.

2.3. VÝMĚNA VAČKOVÝCH HŘÍDELÍ

Měření hlavy motoru (viz kapitola 3.5) jasně ukázalo, že má hlava velkou rezervu pro zvýšení průtoku vzduchu. Proto byly vybrány nové vačkové hřídele. Ty nebyly zvoleny s extrémním zdvihem, což by vyžadovalo použití i jiných pružin. Pro nás cíl ale plně dostačují. Vedlejším účinkem bude nerovnoměrný chod při volnoběžných otáčkách, které bude nejspíš nutné i zvýšit. Nastavení vačkových hřídelí je dáno výrobcem a v porovnání se sériovými je následující (vůle ventilů volena dle dokumentace 0,4mm) [6]:



TDC/BDC – Top/bottom dead center (Horní/dolní úvrať)

IVO/EVO – Intake/exhaust valve open (Sací/výfukový ventil otevřen)

IVC/EVC – Intake/exhaust valve close (Sací/výfukový ventil uzavřen)

MOP – Maximum opening point (Bod maximálního otevření)

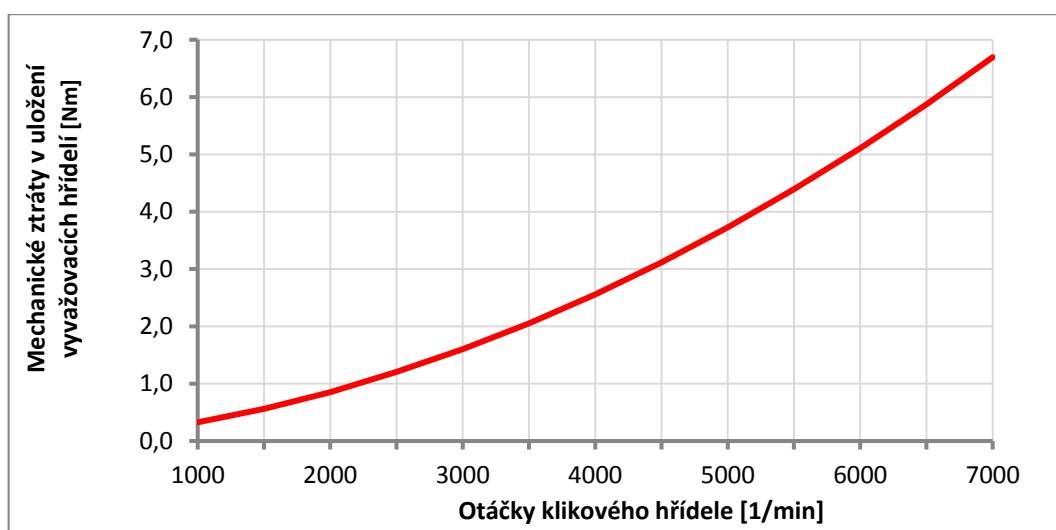
Obr. 2-2 Časování ventilů (vlevo sériové vačkové hřídele, vpravo nové před nastavením časování)

Zdvih ventilů se zvýšil na hodnoty:

- sání: 8,2 mm => 10,9 mm
- výfuk: 7 mm => 9,3 mm

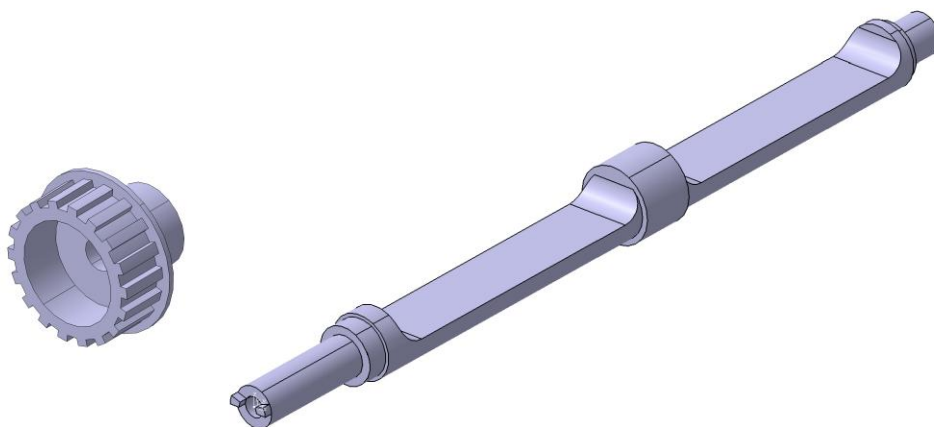
2.4. ODPOJENÍ VYVAŽOVACÍCH HŘÍDELÍ

Při rozhodování, zda vyvažovací hřídele odpojit a zablokovat, jsem se pokusil vyjádřit, kolik výkonu za provozu odeberou. Při stálých otáčkách odebírají výkon daný odporem v ložiskách. K určení přibližné hodnoty jsem použil software Lotus Engine Simulation (viz kapitola 4.4.4), kde jsem postupným přidáváním hlavních ložisek, o velikosti ložiska vyvažovacího hřídele, zjistil mechanické ztráty jednoho ložiska (při dvojnásobku otáček klikového hřídele). Pro zjednodušení uvažuji, že je hřídel uložena ve třech kluzných ložiskách. Tímto dostanu hodnotu, která bude ještě vyšší nežli ve skutečnosti. Dosazením do rovnic 4.9 a 4.10 jsem dostal ze ztrátového tlaku točivý moment, který jsem vynásobil šestkrát (tři ložiska pro dvě hřídele). Z následujících hodnot je patrné, že vyvažovací hřídele neodebírají tak vysoký výkon, abychom si jejich odpojením výrazně polepšili. Jiná situace může nastat při zvyšování otáček, kde ztrátový výkon ještě úměrně vzroste.

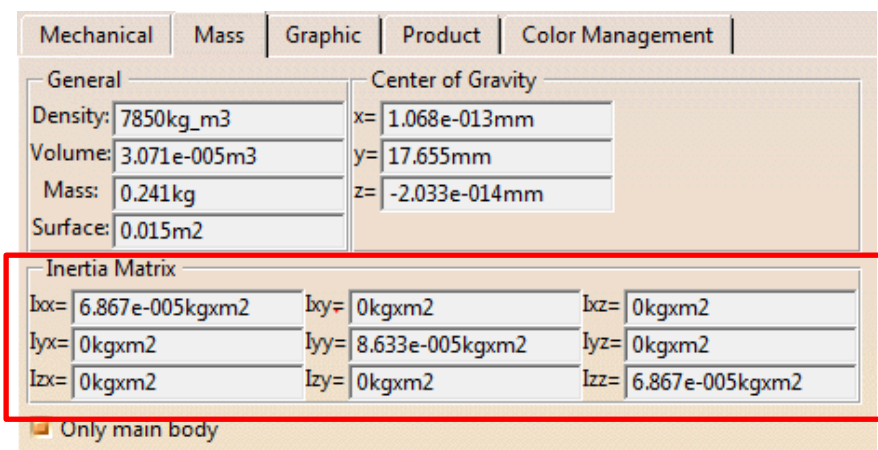


Graf 2.1 Ztrátový točivý moment vyvažovacích hřídelí v uložení

Dále počítám s účinky při úhlovém zrychlení hřídelů. Zde vstupuje do rovnice moment setrvačnosti a úhlové zrychlení. Zjištění hodnoty momentu setrvačnosti bylo nejjednodušší v programu Catia V5, kdy jsem po odměření vyvažovací hřídele i kladek sestrojil modely součástí. Po přidělení materiálu těmto modelům pak Catia spočítá momenty setrvačnosti. Protože by po odpojení nebyly poháněny tři kladky (jedna napínací o přibližně stejných rozměrech) a dvě hřídele, uvádím jako hodnotu momentu setrvačnosti jejich součet. Ztráty způsobené řemenem zde neuvažuji.



Obr. 2-3 Zjednodušené modely vyvažovací hřídele a kladky



Obr. 2-4 Odečtení momentů setrvačnosti modelu jedné kladky v programu Catia V5

Konečný moment setrvačnosti systému vyvažovacích hřídelí poté musíme redukovat na otáčky klikového hřídele podle vztahu 2.1, kde n značí otáčky vyvažovacích hřídelí a n_{red} otáčky ke kterým hodnotu redukuje:

$$I_{red} = I \cdot \left(\frac{n}{n_{red}} \right)^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad I_{red} = 0,002292 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (2.1)$$

Točivý moment potřebný při daném úhlovém zrychlení zjistíme z rovnice vycházející z druhého Newtonova zákona. Protože je ale úhlové zrychlení za provozu značně proměnné, zajímá mne především nejhorší možný případ, který nastane při maximálním úhlovém zrychlení motoru. Jak určit tohoto maximálního úhlového zrychlení není jednoduché, když při úpravě motoru stále neznáme jeho výsledný výkon. Proto provádím pouze přibližné vyčíslení. Za předpokladu, že na první rychlostní stupeň trvá rozjezd méně než tři sekundy, a pokud vezmeme v úvahu extrémně krátký čas 1,5 sekundy a rozsah otáček 6000 min^{-1} , úhlové zrychlení klikového hřídele vychází:

$$\varepsilon = \frac{\Delta\omega}{t} \quad [\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}] \quad \varepsilon = 418,8 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (2.2)$$

Protože se vyvažovací hřídele otáčí dvojnásobnou rychlostí i jejich zrychlení musíme uvažovat dvojnásobné. Pro rotační tělesa platí vztah (2.2), kde I značí součet momentů setrvačností vyvažovacích hřídelů s kladkami a ε úhlové zrychlení klikového hřídele:

$$M_k = I_{red} \cdot 2 \cdot \varepsilon \quad [\text{Nm}] \quad M_k = 1,92 \text{ Nm} \quad (2.3)$$

Průběh odebíraného točivého momentu vlivem úhlového zrychlení je lineární a pro uvažované úhlové zrychlení tedy vyvažovací mechanismus odebere pouze necelé 2Nm. Při reálném provozu dosahuje kliková hřídel maximálního úhlového zrychlení jen při zařazení nižších rychlostních stupňů, takže i přes jistou nepřesnost řešení je hodnota ve výsledné momentové charakteristice zanedbatelná.

Maximální otáčky motoru nezvyšujeme, v našem případě tedy není proto důvod mechanismus odpojovat a blokovat. Při běžném provozu nedosahuje motor maximálního zrychlení.



2.5. KONSTRUKCE SPALOVACÍHO PROSTORU

Před zakoupením nového bloku majitel uvažoval o převrtání původních válců (špatný technický stav) na větší průměr. S tím by bylo zapotřebí koupit i nestandartní písty. Výhodou by byl vyšší zdvihový objem, díky čemuž by bylo možné vyvolat vyšší sílu na pístní čep při zachování stejných spalovacích tlaků. Pro aplikaci na motoru AR67203 se ale nestandartní písty prodávají za podstatně vyšší cenu a ani tak by se plocha pístu znatelně nezvětšila, proto jsme v našem případě vrtání zachovali. Kromě únosnějších šroubů a těsnění jsme tedy do spalovacího prostoru konstrukčně nezasahovali.

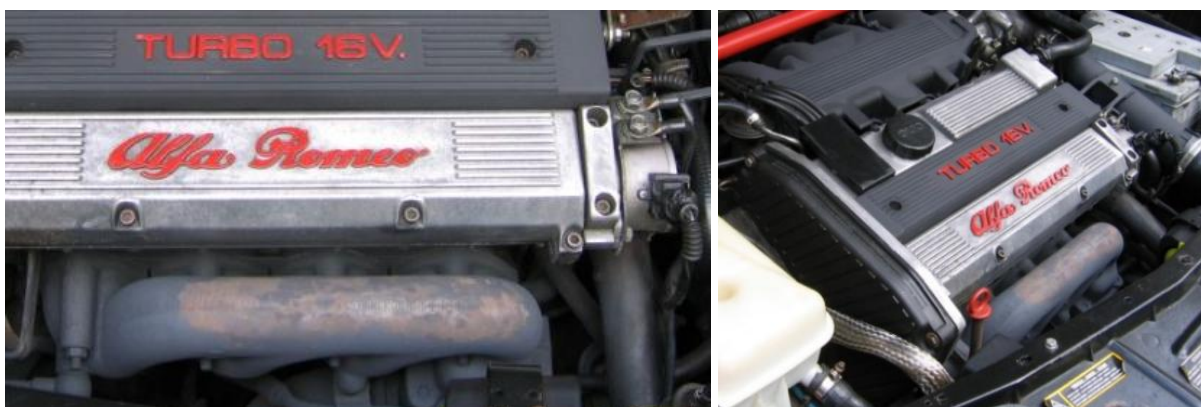
2.6. MAXIMÁLNÍ OTÁČKY

Zvýšením maximálních otáček bychom při zachování točivého momentu logicky dosáhli vyššího výkonu. To je také důvod, proč je hodnota maximálního výkonu spíše jen údaj pro zákazníky a nijak nevyjadřuje celkovou vnější výkonnostní charakteristiku. Bohužel by bylo zapotřebí zvýšení otáček přizpůsobit i volbu turbodmychadla, které by dosahovalo vyšších hmotnostních toků při zachované účinnosti.

My jsme se rozhodly omezovač otáček neposouvat, a to hlavně z důvodu použití standartních pístů a ojníc. Písty jsou sice již v sériové variantě kované a spalovací tlaky by unesly, ale oproti pístům například od firmy Wössner váží jeden píst o více než 250g více. Vyšší váha pístů by se projevila ve vyšších otáčkách rostoucím zatížením vlivem setrvačných hmot.

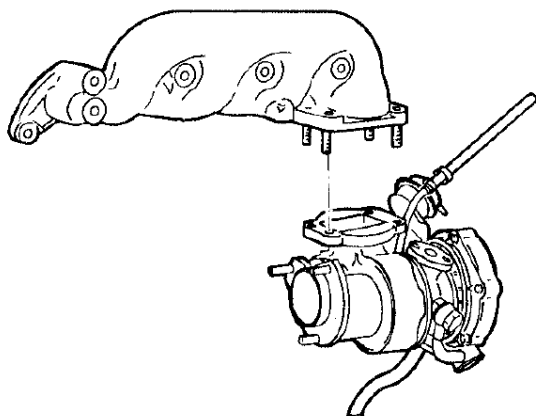
2.7. VÝFUK

Docílením účinnějšího vyplachování válců jasně snížíme zbytkové plyny ve spalovacím prostoru. Správným návrhem výfukového traktu je možné právě vyplachování znatelně ovlivnit. Přestože se optimalizaci sběrných výfukových svodů k turbodmychadlu nevěnuji, rozhodli jsme je vyměnit za svody o ekvivalentní délce. Přestože lze jejich přínos bez CFD simulací těžko zhodnotit, studie ve zdroji [48] napovídá, že i v našem případě právě sběrné potrubí nabízí prostor ke zlepšení.



Obr. 2-5 Sběrné potrubí sériového motoru

Různá délka potrubí od jednotlivých válců s malým poloměrem zakřivení, k tomu svedená rovnou do jediného potrubí, sice zástavbový prostor zmenší, bohužel ale podstatně zvýší vzájemnou interakci plynů při vyplachování jednotlivých válců. Situaci názorně vysvětluje Obr. 1-11 kde lze vidět, jak plyny na začátku výfuku jednoho válce „tlačí“ proti plynům na konci výfuku válce jiného.



Obr. 2-6 Originální svody motoru AR 67203 [6], [21]



Obr. 2-7 Sběrné potrubí o ekvivalentních délkách [41]

Sběrné potrubí před turbodmychadlem bylo tedy zaměněno za potrubí o ekvivalentních délkách. Za turbodmychadlem již není vliv konstrukce výfuku již tak markantní, snahou je přesto docílit co nejmenších tlakových ztrát při dostatečném zvukovém útlumu.

Protože v době odevzdání této práce procházelo vozidlo stále generální opravou, konkrétní návrh výfukového potrubí za turbodmychadlem jsem již neprováděl. Předběžně se bude skládat z potrubí o průměru 76mm, na kterém bude umístěn středový tlumič, a za ním budou plyny rozvedeny do dvou menších potrubí, přičemž každé z nich bude osazeno jedním koncovým tlumičem.

Tlumiče pro naši aplikaci budou použity tzv. free flow, které mají právě nejnižší tlakové ztráty. Vozidlo je určeno do normálního provozu, na snížení hluku se tedy usilovně zaměříme při dokončování prací na vozidle, kdy již bude jasný dostupný zástavbový prostor. Na následujících obrázcích je ukázka možného řešení středového tlumiče i tlumičů koncových.



Obr. 2-8 Středový tlumič Cherry Bomb Vortex [42]



Obr. 2-9 Koncový tlumič MagnaFlow [43]



2.8. PALIVOVÁ SOUSTAVA

Palivový systém sériového motoru byl regulován pevně nastaveným regulátorem tlaku paliva. Protože dávka paliva po naší úpravě motoru vzroste až na hodnotu, kterou by nebyli sériové vstřikovače schopny dosáhnout (ověřeno zkušenostmi majitelů stejného vozu), zakoupili jsme nové vstřikovače. Je tak zaručen i jejich perfektní stav a životnost. Spolu s nimi byl vyměněn i regulátor tlaku paliva za regulátor nastavitelný s vestavěným měřidlem tlaku.

Tab. 3 Srovnání vstřikovacích ventilů

Typ vstřikovače	IW 058	RC 440
Objemový průtok	384 cm ³ /min	440cm ³ /min
Hmotnostní průtok	4,86 g/s	5,29 g/s
Tlak paliva	3 Bar	3 Bar
Řídicí napětí	8-15 V	6-16 V
Elektrický odpor	14,5 Ohm	12,5 Ohm
Maximální tlak paliva	5 Bar	6,9 Bar

Při ověření velikosti vstřikovače jsem vycházel z výpočtu ve zdroji [44], kde na základě spalovacího hmotnostního toku motorem, směšovacího poměru a průtoku vstřikovačem zjistíme dobu otevření vstřikovacího ventilu. Protože by se část výpočtu opakovala v kapitole 4 a výpočet je dohledatelný ve zdroji [44], uvádím pouze výsledky. Jedná se o dobu otevření při $\lambda=0,986$. Výpočet je obsažen i v elektronické příloze této práce.

Tab. 4 Délka otevření vstřikovacích ventilů

Otáčky [1/min]	Doba vstřiku [ms]	Šířka pulzu [%]
1000	5,76	4,8
2000	10,82	18,0
3000	13,99	35,0
4000	14,24	47,5
5000	14,56	60,7
6000	13,81	69,0
7000	11,57	67,5

Jak je tedy vidět, šířka pulzu při tlaku paliva 3 bary dosahuje téměř 70%. K větší šířce si pomůžeme snížením tlaku paliva nastavitelným regulátorem, a pokud bychom chtěli dosáhnout ještě vyšších výkonnostních parametrů, můžeme tlak paliva naopak zvýšit, aby vstřikovací ventily dodali dostatek paliva i při vyšších plnicích tlacích (vyšší hmotnostní průtok vzduchu).



2.9. SPOJKA

Přechod na keramickou spojku nepřichází v úvahu z důvodu nutného pevného uložení motoru a následně vysokého zatěžování převodovky a dalších členů, které ponecháváme ze sériové varianty. Byla tedy zakoupena „klasická“ spojka organická se silnější přitlačnou pružinou, která uvedené výkony podle distributora zvládne. Pokud by s jejím použitím nastaly problémy, musela by se použít dvou lamelová třecí spojka. To prověří ale až provoz vozidla.

2.10. EMISE A LAMBDA-REGULACE

O lambda-regulaci a vznikající emise se stará řídicí jednotka pomocí korekčních funkcí. Do tohoto systému tedy nijak nezasahujeme. Mimo plné zatížení by se směs měla držet kolem $\lambda=1$ a při maximálním zatížení (plně otevřená škrticí klapka) sériová řídicí jednotka směs obohatí a drží až na $\lambda=0,8$. Tato skutečnost nám plně vyhovuje a ověříme ji při praktickém měření.

2.11. CHLAZENÍ MOTORU A NASÁVANÉHO VZDUCHU

Sériová verze motoru je již přepřlňována vodou chlazeným turbodmychadlem, tudíž nebylo potřeba do vodního okruhu nijak zasahovat. Velmi podstatný je ale mezichladič stlačeného vzduchu. Pro nastavení řídicí jednotky na brzdě použijeme předdimenzovaný mezichladič z traktorového motoru, abychom dodrželi teplotu vzduchu obdobnou jako při jízdě ve vysokých rychlostech. To s sebou nese neduh v podobě nepřesnosti nastavení regulace tlaku turbodmychadla. Ve vysokých otáčkách motoru se totiž mohou tlakové ztráty traktorového mezichladiče a námi ve voze použitého lišit.

Bohužel v době dokončení této práce stále nejsou dokončeny opravy na voze a nelze tedy jasně rozhodnout, jestli bude mezichladič namontován na původní místo, nebo umístěn na efektivnější pozici. Je zřejmé, že bude muset dojít k lehké modifikaci předního nárazníku pro lepší přívod okolního vzduchu k mezichladiči. Samotný mezichladič bude v celokovovém provedení převzat buďto z vozů Lancia Delta Integrale, nebo vyrobíme vlastní na míru danému zástavbovému prostoru. Jeho konstrukce ale již není obsažena v této práci. Při simulacích a návrhovém výpočtu vycházím z hodnot naměřených na standartním mezichladiči.



Obr. 2-10 Alternativní uložení mezichladiče svisle vedle bloku motoru



2.12. PALIVO

Po rozvaze se majitel rozhodl i po úpravě zachovat standartní palivo s oktanovým číslem 95. I když cena není nijak výrazně nižší, je to hlavně z důvodu dostupnosti benzínu s o. č. 98. Pokud by nastal jakýkoli náznak klepání při praktickém ladění motoru na brzdě, bude dále použito palivo s vyšším o. č.. Pokud bude předem známo, že majitel s vozem pojede na závodní okruh, natankuje palivo odolnější detonacím.

2.13. ZABĚHNUTÍ MOTORU

Protože se motor v našem případě skládá převážně z nových součástí, je nutné dbát na jeho správné zaběhnutí. V dnešní době se nabízí výrazně přesnější výroba a tak jsou intervaly pro zaběhnutí motoru (usazení ložisek, pístních kroužků a dohlazení povrchů) dnes již výrazně kratší. V každém případě by měli být dodrženy následující zásady:

- po složení motoru jej nechat běžet asi dvě hodiny při takových otáčkách za minutu, kdy již olejové čerpadlo dodává maximální tlak oleje. K tomu se využívá motorového dynamometru a je vhodné přitom sledovat teplotu chladicí kapaliny i oleje.
- v prvních kilometrech (přibližně 1500km) nezatěžovat studený motor naplno

Dál se nabízí dvě varianty, při kterých lze dosáhnout trochu odlišného chování motoru. V prvním případě po uplynutí prvních kilometrů zatěžíme motor vždy plynule a až po důkladném zahřátí, neudržíme přitom stálé otáčky a zátěž. Doba zaběhnutí tak bude delší nežli v druhém případě, kdy po zahřátí motor naplno zatěžíme i do vysokých otáček. Zrychlujeme vždy s plným plynem. Ovšem trvalé vytáčení motoru do vysokých otáček a dlouhodobá jízda na plný plyn po zaběhnutí motoru snižuje jeho životnost. Je třeba se tedy rozhodnout, pro jaký účel je motor určen. Z obou variant vyplívají následující výhody a nevýhody:

První varianta:

- menší spotřeba při záběhu
- nižší akcelerace
- tišší chod
- vyšší životnost

Druhá varianta:

- vysoká spotřeba při záběhu
- vyšší spotřeba oleje
- vyšší akcelerace a živější chod
- hlučnější chod
- nižší životnost (nemusí být příliš znatelná)

Protože není vůz v našem případě určen pro každodenní ježdění, je výhodná varianta druhá. S vyšší spotřebou oleje a dalšími neduhy majitel počítá.

3. MĚŘENÍ ZTRÁT PŘI PROUDĚNÍ V SACÍM TRAKTU

Cílem tohoto měření bylo zjistit mechanickou účinnost při proudění vzduchu sacími i výfukovými kanály hlavy motoru AR67203, respektive ztráty vznikající při sání a výfuku. Stejně tak jsem proměřil i filtr sání (JBR) a mezichladič stlačeného vzduchu. Tyto hodnoty napomohou k přesnějšímu výpočtu v rámci mé diplomové práce.

3.1. LABORATORNÍ PODMÍNKY

Datum:	9. 6. 2010
Tlak vzduchu:	101kPa
Teplota vzduchu:	21 °C
Vlhkost:	32%

3.2. METODIKA MĚŘENÍ

V jednoduchosti se průběh zkoušky skládá z profukování a odsávání vzduchu přes zkoušené zařízení při konstantním tlakovém spádu, měříme při tom průtok vzduchu. Pokud bychom prováděli měření opakovaně na konkrétním zařízení, můžete tak porovnat, jestli změny provedené na zařízení vedly ke zlepšení nebo zhoršení průtoku. Případně je možné měnit podmínky měření, tak aby byli výsledky porovnatelné s výsledky získanými na jiném měřicím přístroji. V mém případě se budu zabývat vyčíslením mechanický ztrát dané hlavy motoru. Pomocí přípravku jsem schopen spolehlivě měnit nastavení zdvih ventilu.

3.3. MĚŘICÍ ZAŘÍZENÍ



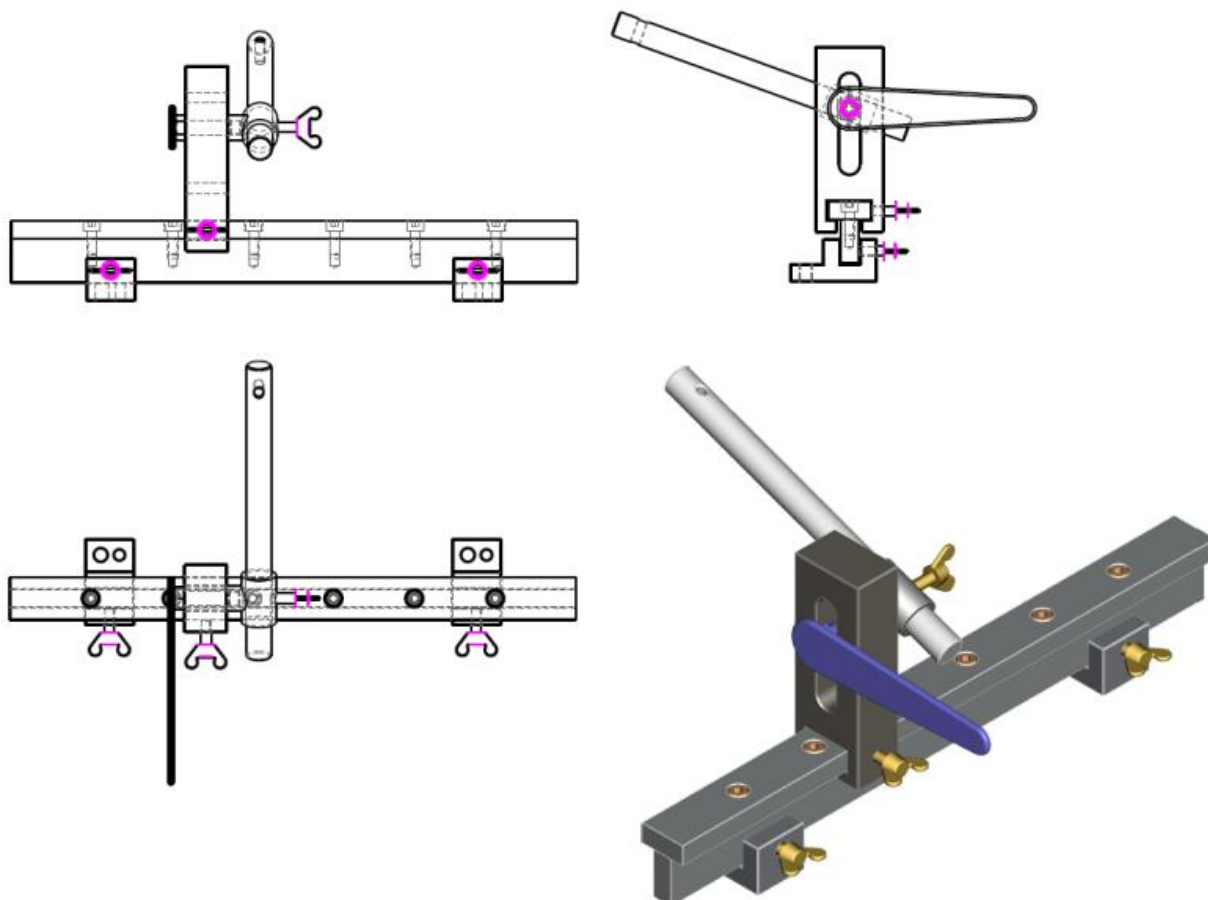
Obr. 3-1 SuperFlow SF-260 s počítačem FlowCom (dále jen profukovačka) [25]



Jako měřicí zařízení byla použita profukovačka od firmy SuperFlow doplněná o počítač FlowCom od stejné firmy. Protože je při měření potřeba postupně ovládat zdvih ventilů, bylo mou snahou navrhnout univerzální přípravek, který by posloužil i při dalších měřeních na univerzitní půdě. Na začátku jsem se nechal inspirovat přípravkem dodávaným rovněž firmou SuperFlow.

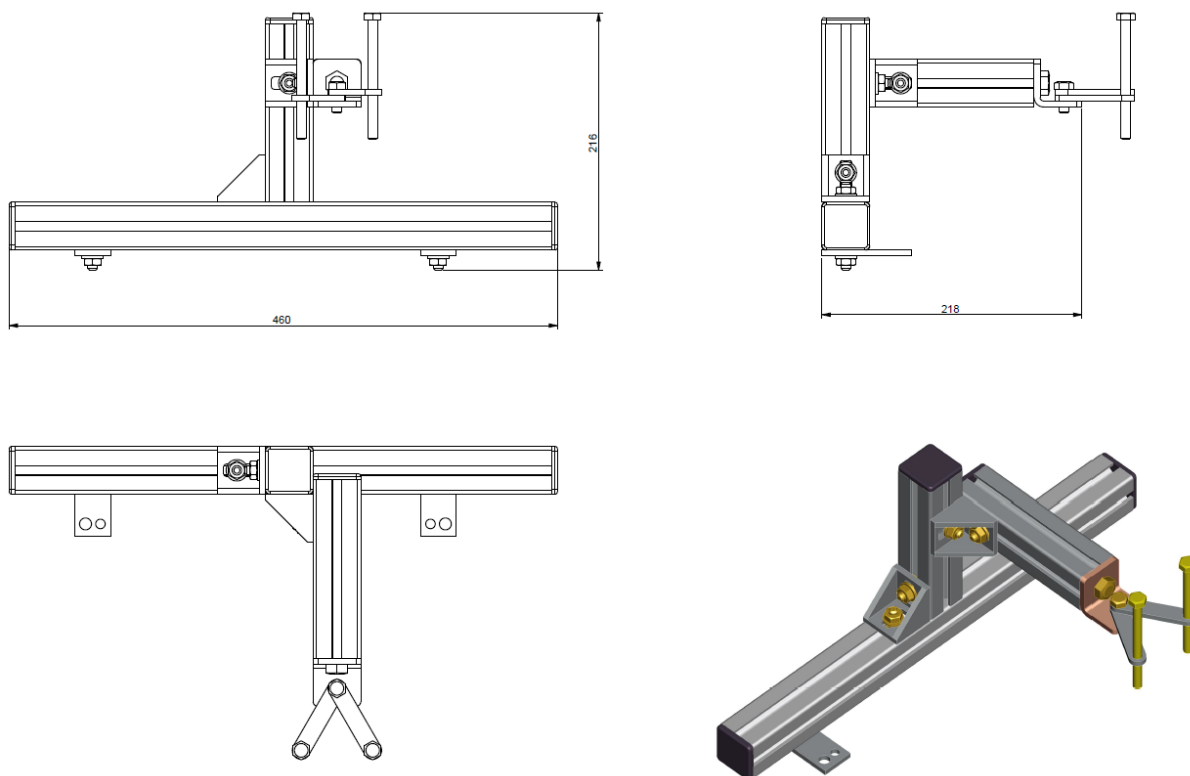


Obr. 3-2 Přípravek firmy SuperFlow [29]



Obr. 3-3 Přípravek – varianta 1

I když je tato varianta zcela funkční, výroba je na druh tohoto přípravku až zbytečně složitá. Dostatečnou tuhost mají i profilové tyče, které se dají koupit v maloobchodech po metrových délkách a jsou doplněny o stavebnicové prvky. Proto jsem vypracoval model druhé varianty, který byl stejně univerzální a přitom je jeho pořízení levnější a jednodušší. Jako hlavní nosné prvky byly zvoleny profily distribuované firmou AMTEK s.r.o. Protože na přípravek čekali i další měření, nezabýval jsem se návrhem koncového mechanismu tak, aby obsahoval cejchované měřidlo. Namísto toho poslouží jednoduché šrouby se stoupáním 1 mm opatřené ryskou. Bude tak možno relativně pohodlně měnit zdvih ventilu po 0,25 mm (1/4 otáčky šroubu).

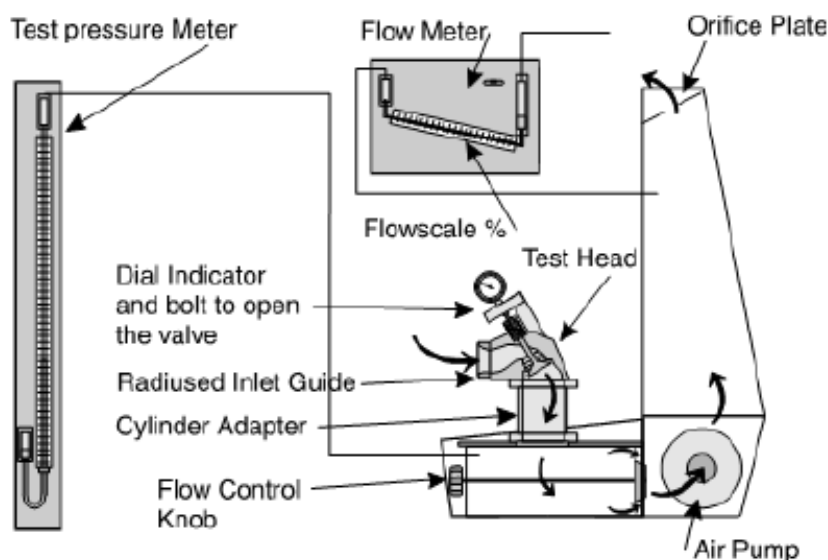


Obr. 3-4 Přípravek – varianta 2

Protože nebyl přípravek dostupný ani po odložení měření na pozdější dobu, nevyhnul jsem se namísto přípravku použití pouze ohnutého plechu s navařenými maticemi. Šrouby měli stoupání 0,75 mm, z čehož plyne krokování zdvihu při měření. I když toto řešení není ideální, je pro můj účel dostatečně přesné.

3.4. SCHÉMA MĚŘENÍ

Zkušební tlakoměr (manometr nebo FlowCom) měří tlak ve spodní části měřícího zařízení, kde je umístěn zkušební vzorek a porovnává jej s okolním tlakem. Nejprve je potřeba odzkoušet těsnost umístění. V takovém případě by měl být při sání nulový průtok vzduchu. Před samotným měřením nastavíme požadovaný tlakový spád, který se pak snaží počítač FlowCom udržovat pomocí regulace otáček ventilátoru. I když čte průtokoměr od 0 až po 100% jakéhokoli zvoleného rozsahu, při samotném měření nastavujeme tyto rozsahy měřeného průtoku vzduchu a pomocí gumových zátek uzavíráme příslušné kombinace otvorů v horní části profukovačky, čímž docílíme vyšší přesnosti měření. V mém případě jsem nastavoval zdvih ventilu pomocí šroubů přípravku.



Obr. 3-5 Schéma měření [25]



Obr. 3-6 Hlava motoru připravená k měření

3.5. VLASTNÍ MĚŘENÍ

V praxi nejsme schopni nikdy měřit s absolutní přesností. Odchylny mezi naměřenou a skutečnou veličinou bývají statisticky vyhodnocovány tzv. nejistotou měření. Ta je srozumitelně popsána ve zdroji [26]. Aby mé měření mělo vypovídající hodnotu, statisticky zpracovávám výsledky měření u každé z měřených součástí.

Standartní nejistota typu A je dána všeobecně neznámými náhodnými chybami (normální rozdělení) a stanovuje se z opakovaných měření. Pro počet měření se koriguje koeficientem viz. Tab. 5 [26]. Pro přímé měření jedné veličiny tedy platí tyto vztahy:

Výběrový průměr údaje y :

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n-1} \quad (3.1)$$

Výběrový rozptyl:

$$s^2(y_i) = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n-1} \quad (3.2)$$

Rozptyl výběrových průměrů:

$$s^2(\bar{y}) = \frac{s^2(y_i)}{n} \quad (3.3)$$

Jako standartní nejistota typu A je zvolena Směrodatná odchylka výběrových průměrů:

$$u_A = S(\bar{y}) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n \cdot (n-1)}} \quad (3.4)$$

Při počtu opakování menším než 10 měření se nejistota koriguje podle následující tabulky:

Tab. 5 Hodnoty korekčních koeficientů pro různé počty opakovaných měření [26].

n	9	8	7	6	5	4	3	2
k	1,2	1,2	1,3	1,3	1,4	1,7	2,3	7,0

3.5.1. HLAVA MOTORU - SÁNÍ

Jako první jsem měřil průtok skrze sací kanály. Směr proudění byl nastaven ve smyslu sání. Na vstupu kanálků jsem umístil dýzu z důvodu příznivějšího proudění. Měření jsem provedl třikrát, abych zajistil jeho vyšší přesnost.



Obr. 3-7 Dýza na vstupu kanálku



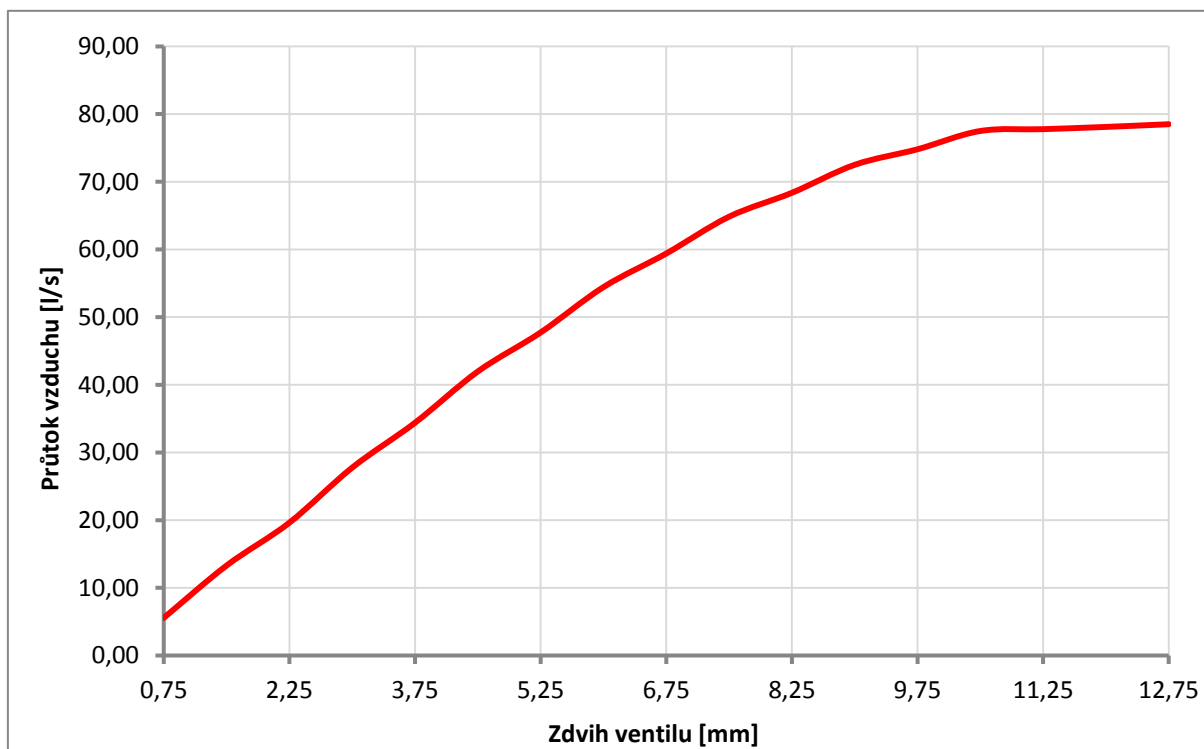
Obr. 3-8 Jednoduchý přípravek



Naměřené hodnoty: Tlakový spád $\Delta p = 3 \text{ kPa}$

Tab. 6 Hlava motoru, sací strana – sání.

Z_{vs} [mm]	Q_{vi} [l/s]			Průměrný Q_v [l/s]	u_{Ak} [l/s]
	Q_{v1}	Q_{v2}	Q_{v3}		
0,75	5,7	5,6	5,4	5,57	0,20
1,50	13,4	13,3	13,2	13,30	0,13
2,25	19,7	19,5	19,7	19,63	0,15
3,00	28,0	27,5	27,8	27,77	0,33
3,75	34,4	34,3	34,5	34,40	0,13
4,50	42,0	41,9	42,0	41,97	0,08
5,25	47,9	47,6	47,7	47,73	0,20
6,00	54,5	54,3	54,5	54,43	0,15
6,75	59,6	59,2	59,4	59,40	0,27
7,50	64,8	64,9	64,8	64,83	0,08
8,25	68,5	68,3	68,3	68,37	0,15
9,00	72,4	72,6	72,5	72,50	0,13
9,75	74,7	74,8	74,9	74,80	0,13
10,50	77,6	77,5	77,4	77,50	0,13
11,25	77,7	77,8	77,8	77,77	0,08
12,00	78,1	78,0	78,2	78,10	0,13
12,75	78,6	78,4	78,5	78,50	0,13



Graf 3.1 Sací strana – sání

3.5.2. FILTR SÁNÍ

Protože ve své diplomové práci uvažuji i ztráty při proudění filtrem a mezichladičem, tyto části jsem také proměřil, abych získal jejich účinnost. V těchto dvou případech jsem měnil tlakový spád a zapisoval k němu příslušné průtoky vzduchu.

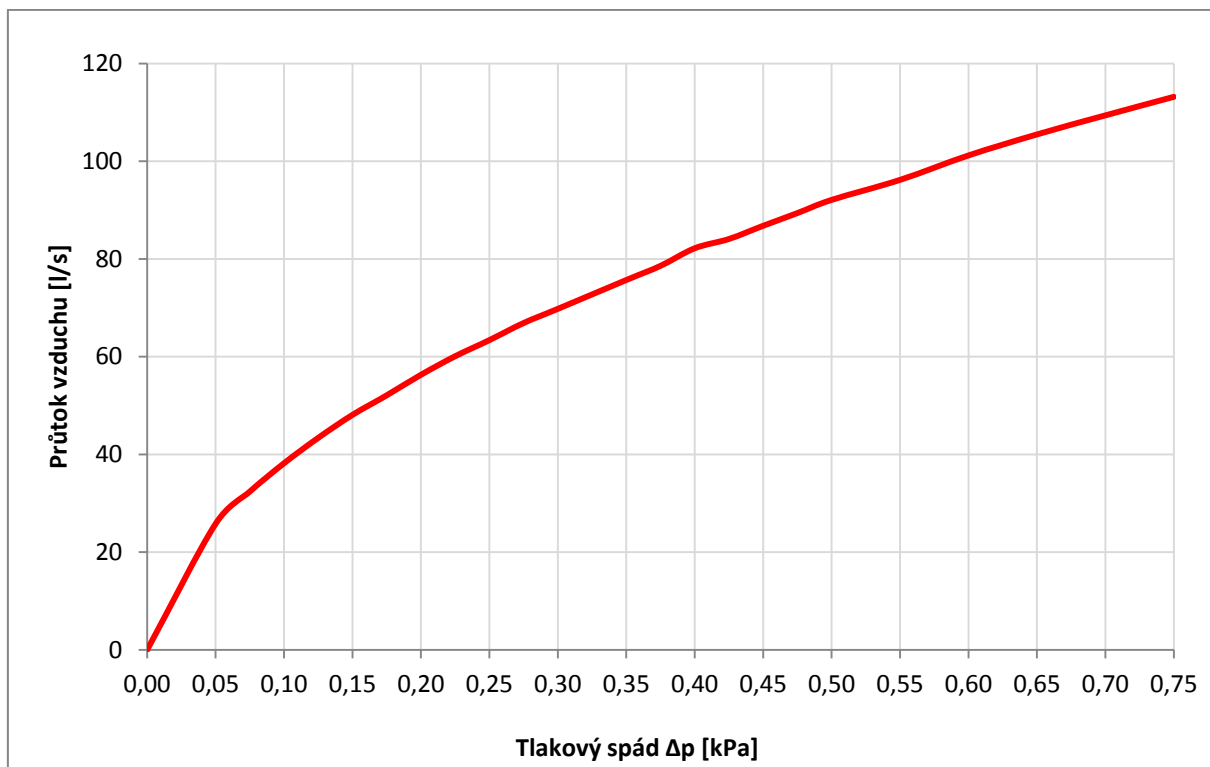


Obr. 3-9 Filtr sání při měření

Naměřené hodnoty:

Tab. 7 Filtr sání.

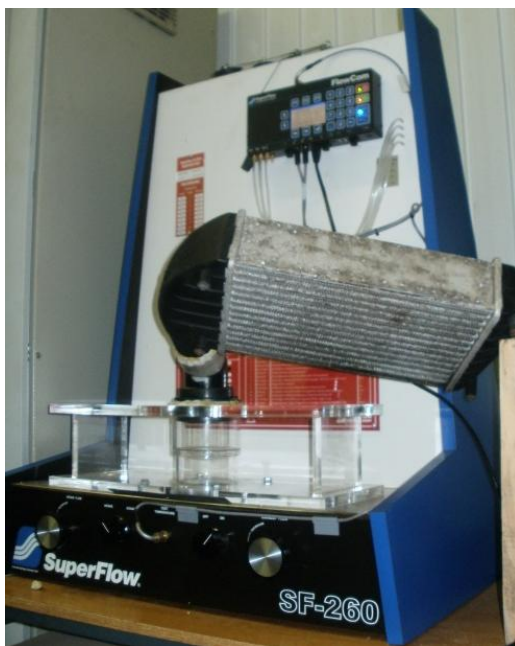
Δp [kPa]	Q_{vi} [l/s]			Průměrný Q_v [l/s]	u_{Ak}
	Q_{v1}	Q_{v2}	Q_{v3}		
0,050	25,8	25,7	25,9	25,80	0,13
0,075	32,4	32,2	32,4	32,33	0,15
0,100	38,2	38,1	38,1	38,13	0,08
0,125	43,4	43,6	43,5	43,50	0,13
0,150	48,1	48,3	48,3	48,23	0,15
0,175	52,1	52,0	52,1	52,07	0,08
0,200	56,3	56,5	56,5	56,43	0,15
0,225	60,1	60,0	60,3	60,13	0,20
0,250	63,4	63,3	63,4	63,37	0,08
0,275	66,9	67,0	67,0	66,97	0,08
0,300	69,8	69,6	69,8	69,73	0,15
0,350	75,7	75,6	75,6	75,63	0,08
0,375	78,6	78,5	78,4	78,50	0,13
0,400	82,2	82,0	82,3	82,17	0,20
0,425	84,1	84,1	84,3	84,17	0,15
0,450	86,8	86,9	86,7	86,80	0,13
0,475	89,4	89,4	89,5	89,43	0,08
0,500	92,1	92,3	92,1	92,17	0,15
0,550	96,2	96,0	96,2	96,13	0,15
0,600	101,2	101,1	101,1	101,13	0,08
0,650	105,5	105,2	105,4	105,37	0,20
0,700	109,4	109,6	109,5	109,50	0,13
0,750	113,2	113,2	113,3	113,23	0,08



Graf 3.2 Filtr sání

3.5.3. INTERCOOLER

Mezichladič stlačeného vzduchu motoru AR67203 není celokovový, proto bude potřeba rozhodnout podle plnicího tlaku, zda nepoužít celokovovou alternativu. Pro výpočet a simulace uvažuji nejprve sériovou variantu. Při měření mezichladiče stlačeného vzduchu již profukovačka nedokázala při získaném průtoku ustálit tlakový spád na hodnotě $\Delta p = 5,5 \text{ kPa}$. Při dosazování do výpočtu jsem naměřenou křivku proložil polynomem 4. řádu a hodnoty ležící mimo rozsah naměřených hodnot jsem takto dopočítal (i v případě filtru sání).

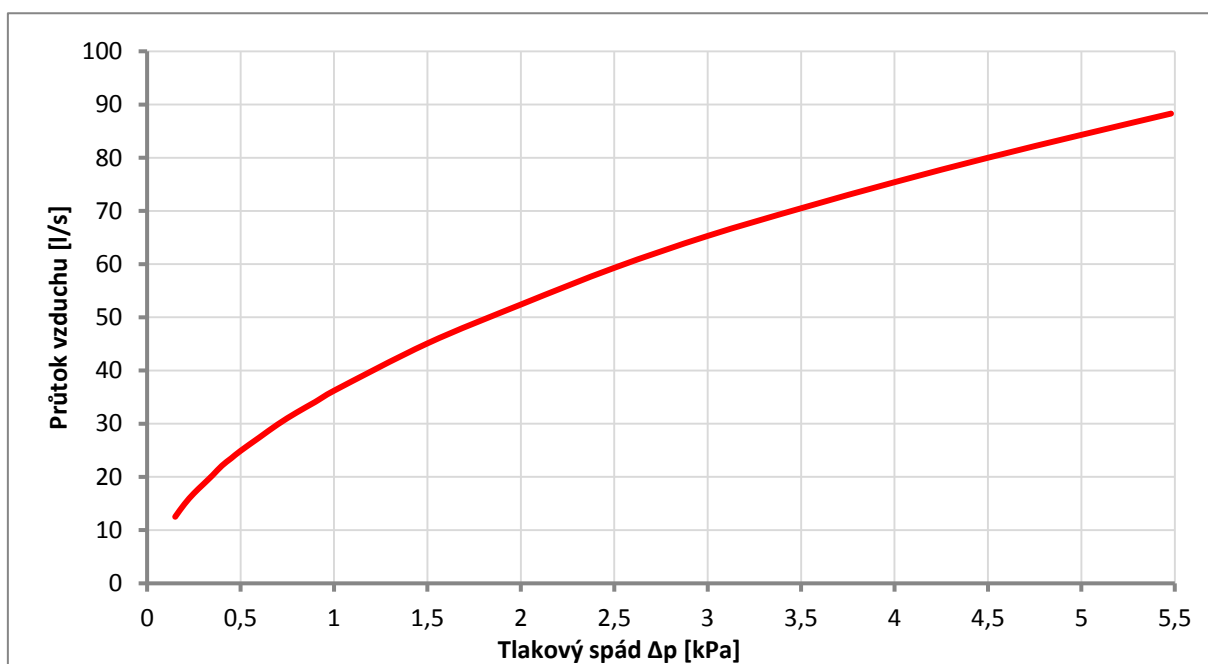


Obr. 3-10 Mezichladič při měření

**Naměřené hodnoty:**

Tab. 8 Mezichladič.

Δp [kPa]	Q_{vi} [l/s]			Průměrný Q_v [l/s]	u_{Ak}
	Q_{v1}	Q_{v2}	Q_{v3}		
0,15	12,5	12,4	12,6	12,50	0,13
0,20	14,9	14,7	15,0	14,87	0,20
0,25	16,9	17,0	17,1	17,00	0,13
0,30	18,6	18,5	18,6	18,57	0,08
0,35	20,3	20,1	20,2	20,20	0,13
0,40	22,1	22,1	22,2	22,13	0,08
0,45	23,5	23,3	23,3	23,37	0,15
0,50	24,9	24,8	25,0	24,90	0,13
0,60	27,4	27,5	27,4	27,43	0,08
0,70	29,9	30,0	29,8	29,90	0,13
0,80	32,1	32,2	32,2	32,17	0,08
0,90	34,1	34,2	34,3	34,20	0,13
1,00	36,2	36,0	36,1	36,10	0,13
1,50	45,1	45,3	45,3	45,23	0,15
2,00	52,4	52,5	52,2	52,37	0,20
2,50	59,3	59,1	59,4	59,27	0,20
3,00	65,3	65,5	65,6	65,47	0,20
3,50	70,5	70,4	70,5	70,47	0,08
4,00	75,4	75,4	75,5	75,43	0,08
4,50	80,0	80,3	80,1	80,13	0,20
5,00	84,3	84,1	84,3	84,23	0,15
5,48	88,3	88,5	88,1	88,30	0,27

**Graf 3.3** Mezichladič stlačeného vzduchu

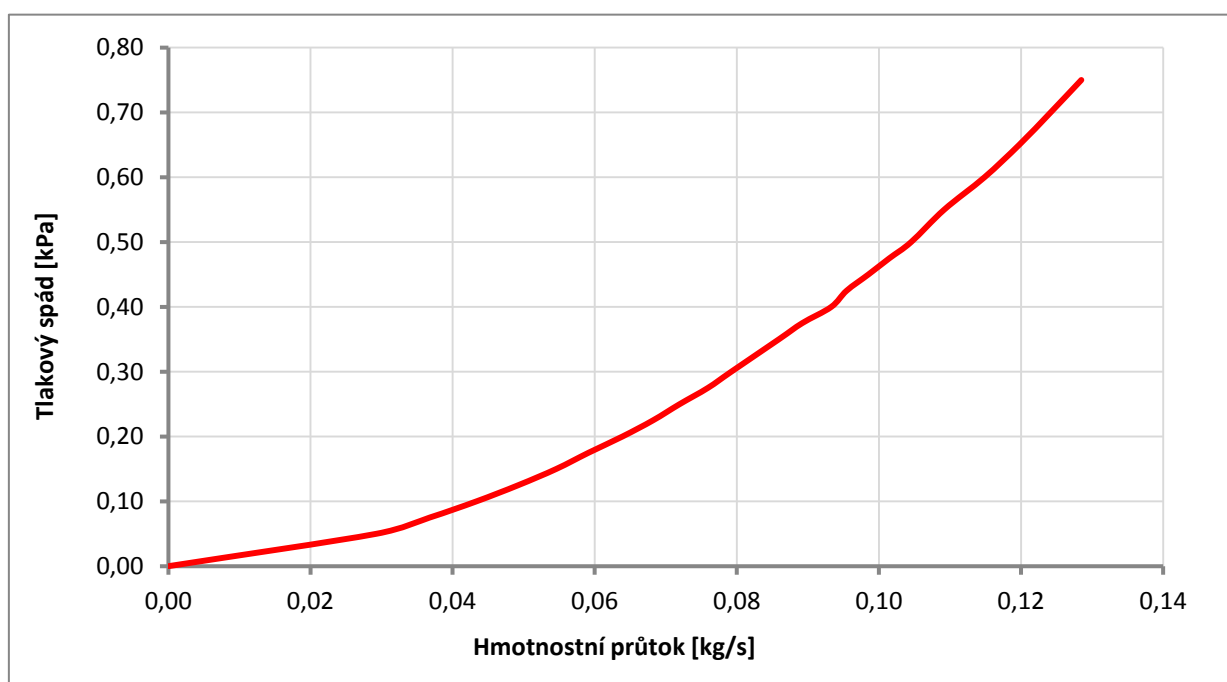


3.6. ZPRACOVÁNÍ VÝSLEDKŮ

Abych byl schopen naměřené hodnoty dosadit do výpočtů a simulací, je potřeba přepočítat hodnoty filtru a mezichladiče na ztrátové tlaky při daných otáčkách motoru. Protože se v programu LES zadává tlakový spád při daném objemovém průtoku, v prvním kroku jsem naměřený objemový průtok násobil hustotou při podmínkách měření. Pro dosazení do návrhového výpočtu je třeba znát hmotnostní tok vzduchu motorem. Ten je závislý na tlaku vzduchu na začátku komprese a počítám jej v kapitole 4. Pak stačí jen z grafu odečíst tlakový spád pro daný hmotnostní tok Q_m a zpětně dosadit do výpočtu. Pro hodnoty, které leží mimo rozsah měření, jsem využil v Excelu polynom 4. řádu.

Tab. 9 Filtr sání

Δp [kPa]	Průtok [l/s]	Průtok [kg/s]	Δp [kPa]	Průtok [l/s]	Průtok [kg/s]
0,000	0,0	0,0000	0,350	75,7	0,0859
0,050	25,8	0,0293	0,375	78,6	0,0892
0,075	32,4	0,0368	0,400	82,2	0,0933
0,100	38,2	0,0434	0,425	84,1	0,0955
0,125	43,4	0,0493	0,450	86,8	0,0985
0,150	48,1	0,0546	0,475	89,4	0,1015
0,175	52,1	0,0591	0,500	92,1	0,1045
0,200	56,3	0,0639	0,550	96,2	0,1092
0,225	60,1	0,0682	0,600	101,2	0,1149
0,250	63,4	0,0720	0,650	105,5	0,1197
0,275	66,9	0,0759	0,700	109,4	0,1242
0,300	69,8	0,0792	0,750	113,2	0,1285



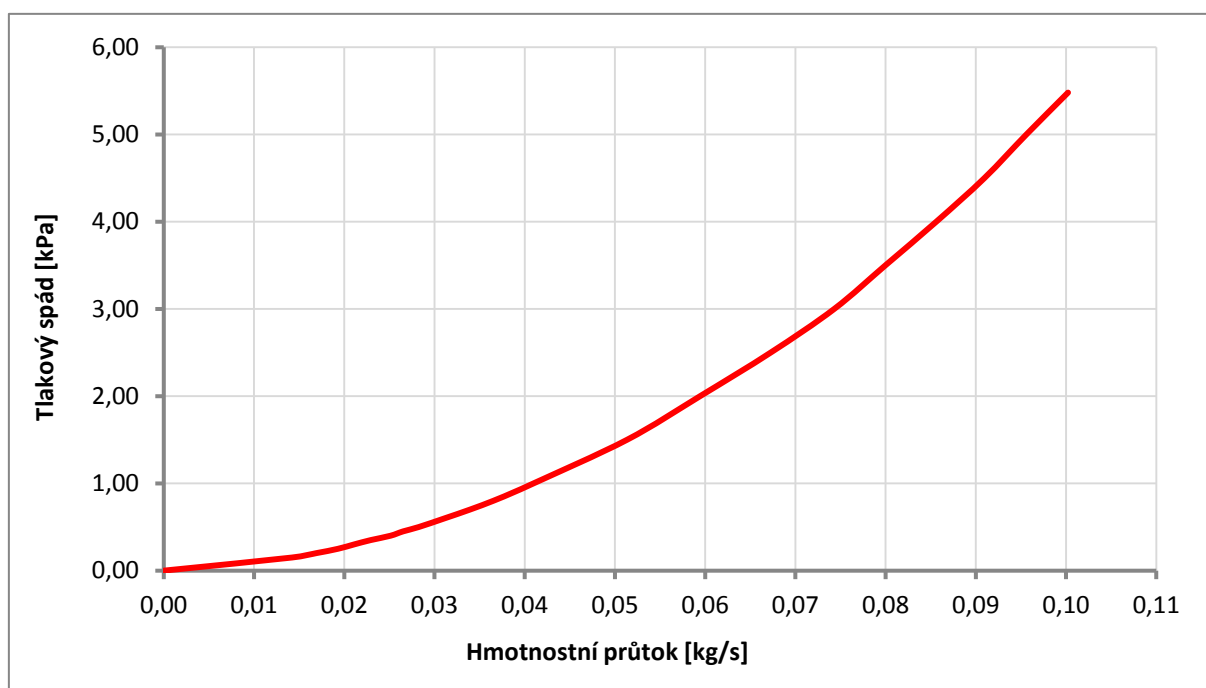
Graf 3.4 Tlakové ztráty ve filtru sání



Graf 3.4, stejně jako další, přikládám ve větším měřítku jako přílohu, aby bylo možné později hodnoty snáze odečíst a třeba porovnat vlastnosti filtru s jinými. Stejným způsobem jsem přepočítal hodnoty mezichladiče.

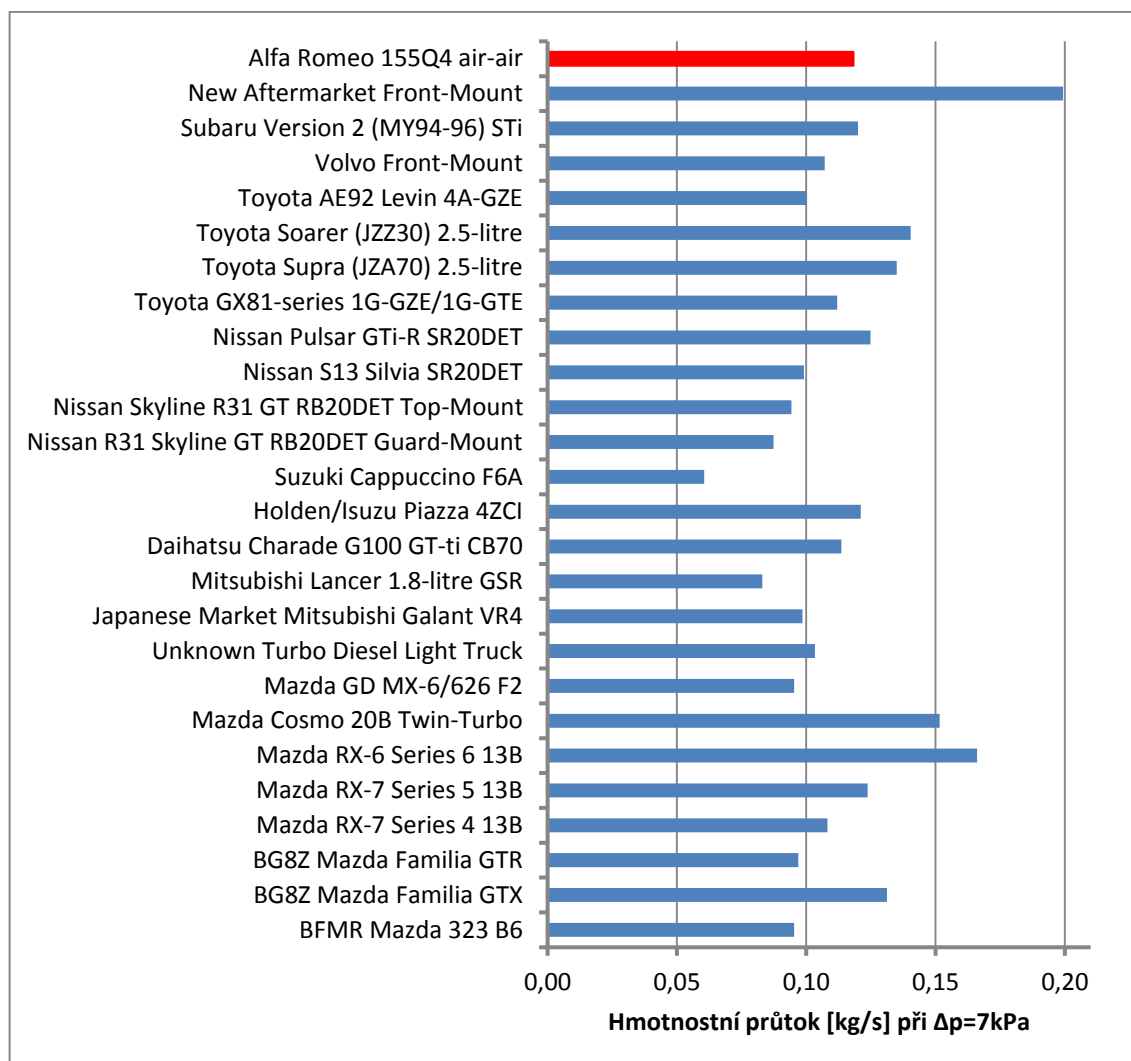
Tab. 10 Mezichladič stlačeného vzduchu

Δp [kPa]	Průtok [l/s]	Průtok [kg/s]	Δp [kPa]	Průtok [l/s]	Průtok [kg/s]
0,15	12,50	0,0142	0,90	34,20	0,0388
0,20	14,87	0,0169	1,00	36,10	0,0410
0,25	17,00	0,0193	1,50	45,23	0,0513
0,30	18,57	0,0211	2,00	52,37	0,0594
0,35	20,20	0,0229	2,50	59,27	0,0673
0,40	22,13	0,0251	3,00	65,47	0,0743
0,45	23,37	0,0265	3,50	70,47	0,0800
0,50	24,90	0,0283	4,00	75,43	0,0856
0,60	27,43	0,0311	4,50	80,13	0,0910
0,70	29,90	0,0339	5,00	84,23	0,0956
0,80	32,17	0,0365	5,48	88,30	0,1002



Graf 3.5 Tlakové ztráty mezichladiči stlačeného vzduchu

Pro porovnání přikládám i graf s hodnotami ostatních chladičů z testu dle zdroje [33]. Hodnoty těchto mezichladičů byly měřeny při tlakovém spádu $\Delta p = 7 \text{ kPa}$. Pro tuto hodnotu dosahuje sériový mezichladič motoru AR67203 hmotnostního průtoku $Q_m = 0,1183 \text{ kg s}^{-1}$. Jak lze vidět z následujícího grafu, mezichladič si v porovnání s ostatními vede průměrně. Bohužel je jeho omezení v maximálním tlaku, protože není celokovový. V dokumentaci výrobce [6] je maximální přípustný přetlak 1,3 Barů, proto bude případně potřeba zvolit celokovovou alternativu.



Graf 3.6 Srovnání mezichladičů různých výrobců [33]

V kapitole 5 pak provádím simulaci v programu LES, kde je možné zadat vlastní koeficienty průtoku vzduchu ventily a zpřesnit tak výsledky simulace. Koeficienty lze vyčíslit podle následujících rovnic [11].

Koeficient proudění je poměr aktuálního a teoretického objemového průtoku:

$$c_f = \frac{Q_{V \text{ real}}}{Q_{V \text{ teor}}} \quad [-] \quad (3.5)$$

Teoretický objemový tok vzduchu, kde n značí počet ventilů:

$$Q_{V \text{ teor}} = n \cdot \pi \cdot \frac{d_{vs}^2}{4} v \quad \left[\frac{1}{s} \right] \quad (3.6)$$

Rychlost proudění odvozená z Bernoulliho rovnice:

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (3.7)$$



Tab. 11 Port data sání - vstup

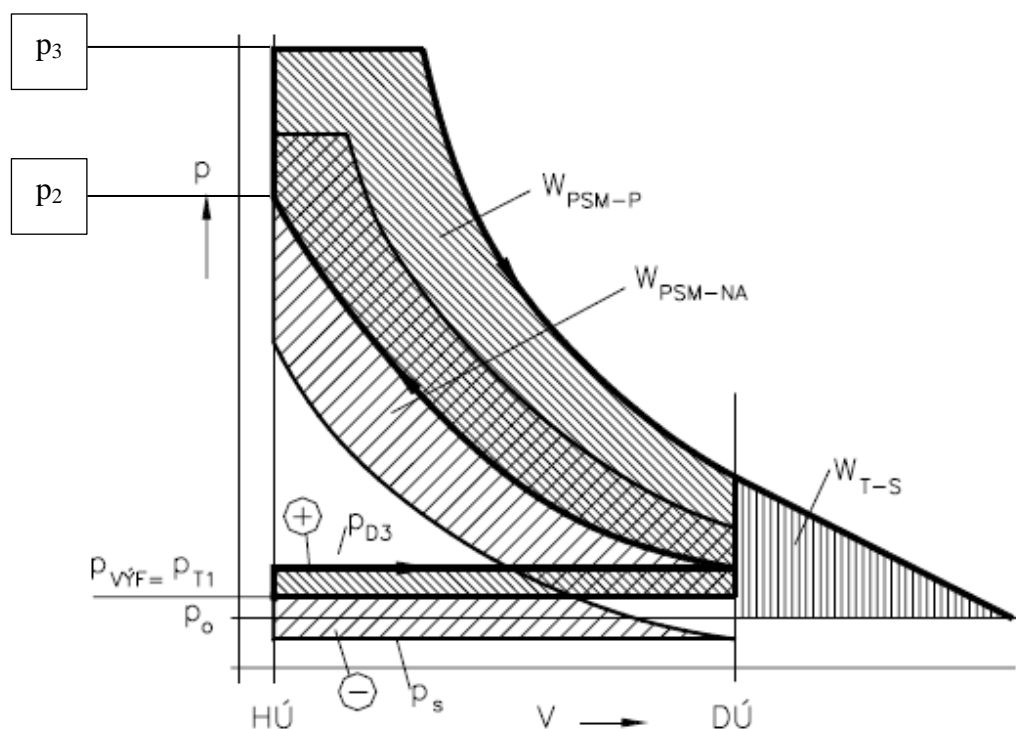
Z_{vs} [mm]	Q_v [l/s]	c_f [-]	L/D [-]
0,75	5,57	0,05	0,02
1,50	13,30	0,13	0,05
2,25	19,63	0,19	0,07
3,00	27,77	0,27	0,10
3,75	34,40	0,33	0,12
4,50	41,97	0,40	0,15
5,25	47,73	0,46	0,17
6,00	54,43	0,52	0,20
6,75	59,40	0,57	0,22
7,50	64,83	0,62	0,25
8,25	68,37	0,66	0,27
9,00	72,50	0,70	0,29
9,75	74,80	0,72	0,32
10,50	77,50	0,75	0,34
11,25	77,77	0,75	0,37
12,00	78,10	0,75	0,39
12,75	78,50	0,75	0,42

4. VOLBA TURBODMYCHADLA

Následuje výpočet pro návrh vhodného turbodmychadla, který jsem vypracoval za pomoci programu MathCAD a Excel. Kromě jiných sloužil jako hlavní podklad zdroj [5]. Protože je již mnou zvolený motor přepřínovaný, při volbě vhodného turbodmychadla v první řadě ověřím, zda je stávající pro požadovaný výkon dostatečný. Námi zamýšlené navýšení výkonu je vyšší o více než 60%, proto zvolím dle kompresorových charakteristik případně optimální velikost s ohledem na co nejmenší prodlevu (rozměry) turbodmychadla. Vycházím z točivého momentu, který odpovídá požadovanému výkonu. Získám tak potřebný hmotnostní tok vzduchu a tlakový poměr, které znázorním v kompresorové charakteristice.

4.1. TECHNICKÉ PARAMETRY MOTORU AR67203

Zde je třeba zmínit parametr stupeň zvýšení tlaku, který odpovídá poměru tlaků na konci a začátku hoření směsi v případě ideálního oběhu. Vyjadřuje tedy množství tepla přivedené do oběhu.



Obr. 4-1 Porovnání pracovních oběhů nepřepřínovaného a přepřínovaného motoru [34]

Stupeň zvýšení tlaku je dán rovnicí:

$$\nu = \frac{p_3}{p_2} \quad [-] \quad (4.1)$$

Protože závisí na množství, druhu paliva a především i na bohatosti směsi, která se mění se změnou provozních režimů, je obtížné jej jasně stanovit. Hodnotu volím tedy nejprve dle zdroje [5]. Vliv na výsledné hodnoty je ale nezanedbatelný a tak po prvním spočítání hodnot těchto tlaků dosazuji zpětně hodnotu uvedenou níže. Následně hodnoty přepočítávám. Protože jde pouze o návrhový výpočet, zahrnující mnoho proměnných volených dle literatury, může od reality lišit. V kapitole 5 tedy provádím přesnější simulaci spolupráce turbodmychadla s daným motorem.



Technické parametry motoru AR67203:

Počet válců:	$n_v = 4$
Otáčkový součinitel:	$\tau = 2$
Délka ojnice:	$L_{oj} = 145 \text{ mm}$
Vrtání válce:	$D = 84 \text{ mm}$
Zdvih motoru:	$Z = 90 \text{ mm}$
Kompresní poměr:	$\varepsilon_z = 8$
Stupeň zvýšení tlaku:	$\upsilon = 4$

Zdvih ventilů:

- sání	$z_{vs} = 10,9 \text{ mm}$	(8,2mm série)
- výfuk	$z_{vf} = 9,3 \text{ mm}$	(7mm série)

Průměr kanálů:

- sání	$d_{vs} = 30,6 \text{ mm}$
- výfuk	$d_{vf} = 24,6 \text{ mm}$

4.2. PARAMETRY VOLENÉ DLE LITERATURY

Součinitel přebytku vzduchu slouží jen pro návrhový výpočet, při ladění řídicí jednotky se bude přihlížet na konečný výkon motoru a při různých provozních režimech se bude součinitel lišit. Ostatní parametry jsem volil obecně podle dostupné literatury.

4.2.1. PARAMETRY

Vzdušný součinitel:	$\lambda = 0,986$
Součinitel proplachu motoru:	$\phi_{pr} = 1$
Exponent polytropy komprese:	$n_1 = 1,35$
Exponent polytropy expanze:	$n_2 = 1,28$
Součinitel plnosti cyklu:	$\phi_i = 0,96$
Změna teploty vzduchu v sacím traktu:	$\Delta T_s = 10 \text{ K}$
Hustota vzduchu před kompresorem:	$\rho_{1K} = 1,16 \text{ kg m}^{-3}$

4.2.2. KONSTANTY

Exponent isoentropy vzduchu:	$\kappa = 1,4$
Exponent isoentropy spalín:	$\kappa' = 1,35$
Plynová konstanta vzduchu:	$r = 289 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Plynová konstanta spalín:	$r' = 293 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Univerzální plynová konstanta:	$R = 8314,3 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kmol}^{-1}$

4.2.3. ATMOSFÉRICKÉ PODMÍNKY

Tlak:	$p_{okolí} = 98,1 \text{ kPa}$
Teplota:	$t_{okolí} = 25^\circ \text{C}$
Hustota vzduchu okolí:	$\rho_{okolí} = 1,142 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

4.3. VÝPOČET ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ MOTORU:

Zdvihový objem jednoho válce

$$V_{H1} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z \quad V_{H1} = 498,8 \text{ cm}^3 \quad (4.1)$$

Kompresní objem jednoho válce:

$$V_{K1} = V_{H1} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_z - 1} \right) \quad V_{K1} = 71,2 \text{ cm}^3 \quad (4.2)$$

Celkový objem jednoho válce:

$$V_{C1} = V_{H1} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_z - 1} + 1 \right) \quad V_{C1} = 570,0 \text{ cm}^3 \quad (4.3)$$

Zdvihový objem celého motoru:

$$V_{mot} = V_{H1} \cdot n_v \quad V_{mot} = 1995,0 \text{ cm}^3 \quad (4.4)$$

Celkový objem celého motoru:

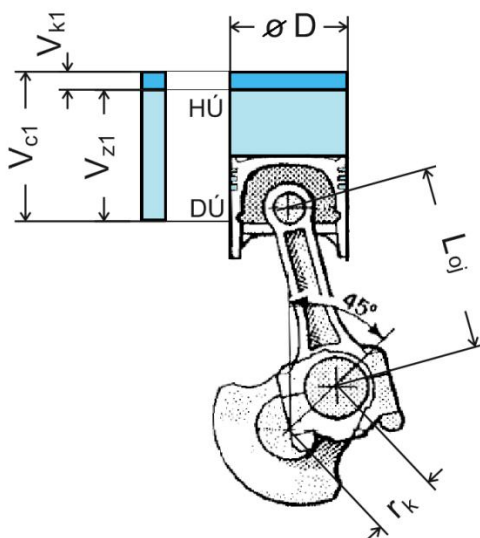
$$V_{Cmot} = V_{C1} \cdot n_v \quad V_{Cmot} = 2280,0 \text{ cm}^3 \quad (4.5)$$

Rameno klikového hřídele:

$$r_k = \frac{Z}{2} \quad r_k = 45,0 \text{ mm} \quad (4.6)$$

Klikový poměr:

$$\lambda_{kl} = \frac{r_{kl}}{L_{oj}} \quad \lambda_{kl} = 0,31 \quad (4.7)$$



Obr. 4-2 Schéma klikového mechanismu [6]



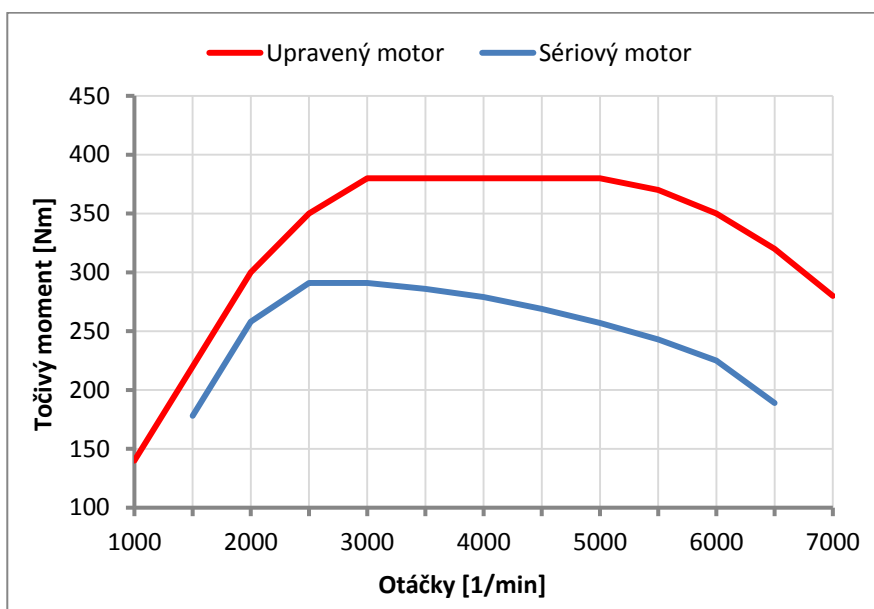
4.4. POŽADOVANÉ CHARAKTERISTIKY MOTORU

Při návrhovém výpočtu je pro nás výchozí průběh točivého momentu, který volím podle požadavků majitele motoru i s ohledem na reference majitelů již upraveného motoru AR67203. Maximálního točivého momentu chceme dosáhnout v co nejširším rozsahu otáček, přičemž maximální výkon nehodláme zvyšovat nad 220kW. Tomuto výkonu odpovídá při otáčkách 6000 min^{-1} točivý moment 350Nm, který je pro nás tedy jakýmsi cílem. Zda je možné se k němu přiblížit, ukáže návrhový výpočet a především pak simulace v LES, kde zhodnotím maximální spalovací tlaky. Odolnost motoru je vysoká (viz kapitola 2.1), konstrukčně je naddimenzovaný a vzhledem k jeho perfektnímu stavu by měl bez problému zatížení snést, aniž by došlo k znatelnému snížení životnosti. Ke zvýšení maximálních otáček jsme se nerozhodli, proto provádím výpočet v rozsahu od 1000 do 7000 min^{-1} (ve vzorcích uváděn jako index otáček *in*) s krokem 500 min^{-1} . Nízké otáčky do 1500 min^{-1} uvádím spíše jen jako orientační, motor po většinu provozu poběží při vyšších rychlostech

4.4.1. MOMENTOVÉ A VÝKONNOSTNÍ PARAMETRY

Tab. 12 Požadovaný točivý moment

Otáčky [1/min]	M_k [Nm]
1000	140
1500	220
2000	300
2500	350
3000	380
3500	380
4000	380
4500	380
5000	380
5500	370
6000	350
6500	320
7000	280



Graf 4.1 Průběh točivého momentu

4.4.2. TEORETICKÝ EFEKTIVNÍ VÝKON

Podle rovnic 4.8 a 4.9 přepočteme moment na teoretický efektivní výkon motoru:

Úhlová rychlost klikového hřídele:

$$\omega_{in} = 2 \cdot \pi \cdot n_{in} \quad (4.8)$$

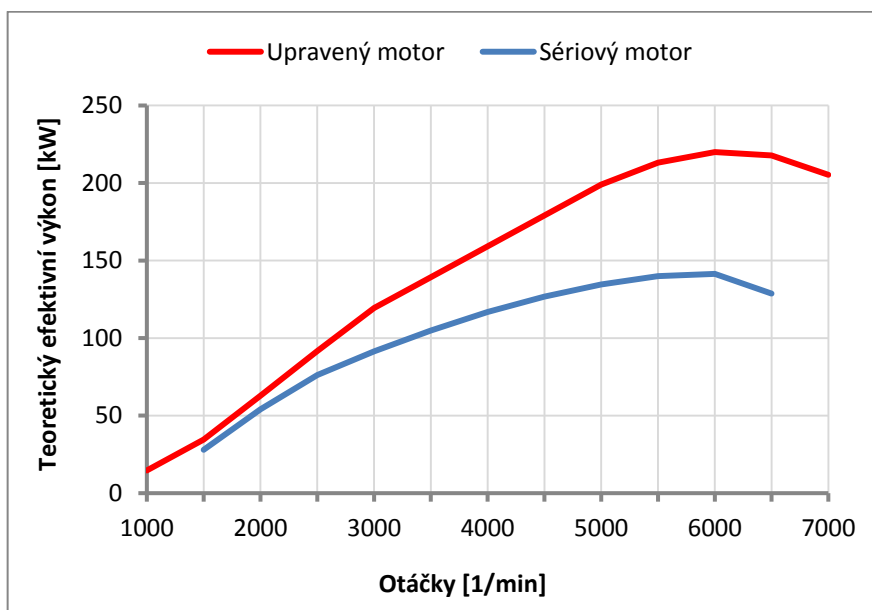
Teoretický efektivní výkon:

$$P_{e \text{ teor } in} = M_{K_{in}} \cdot \omega_{in} \quad (4.9)$$



Tab. 13 Teoretický efektivní výkon

Otáčky [1/min]	$P_{e\text{ teor}}$ [kW]
1000	14,7
1500	34,6
2000	62,8
2500	91,6
3000	119,4
3500	139,3
4000	159,2
4500	179,1
5000	199,0
5500	213,1
6000	219,9
6500	217,8
7000	205,3



Graf 4.2 Průběh teoretického efektivního výkonu

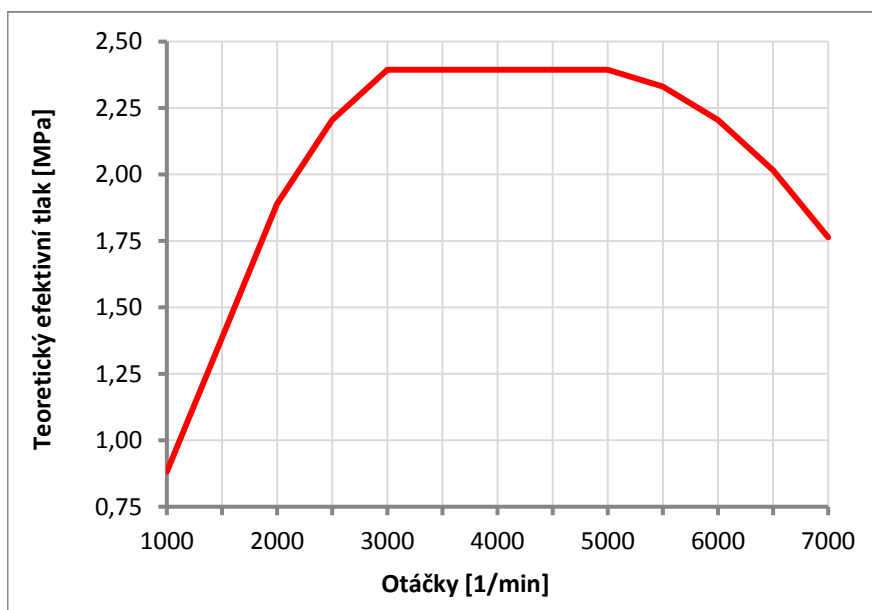
4.4.3. TEORETICKÝ EFEKTIVNÍ TLAK

Vztah 4.10 určuje teoretický efektivní tlak na píst motoru. Zde je jasně vidět vliv objemu motoru neboli vrtání motoru. Se zvyšujícím se vrtáním klesá tlak na píst při zachování výkonu.

$$p_{e\text{ teor in}} = \frac{P_{e\text{ teor in}} \cdot \tau}{V_{H1} \cdot n_{in} \cdot n_v} \quad (4.10)$$

Tab. 14 Teoretický efektivní tlak

Otáčky [1/min]	$p_{e\text{ teor}}$ [MPa]
1000	0,88
1500	1,39
2000	1,89
2500	2,20
3000	2,39
3500	2,39
4000	2,39
4500	2,39
5000	2,39
5500	2,33
6000	2,20
6500	2,02
7000	1,76



Graf 4.3 Průběh teoretického efektivního tlaku



4.4.4. MECHANICKÁ ÚČINNOST MOTORU

K vyjádření mechanické účinnosti motoru jsem využil nástroj pro simulaci tření v programu LES. Po zadání vstupních hodnot (Obr. 4-3) spočítá program mechanické ztráty podle různých modelů, ze kterých jsem zvolil modifikovaný model Honda. Hodnoty přitom vyjádří přímo jako střední ztrátový tlak.

Title : AR67203

Bore (mm) : Stroke (mm) : Comp Ratio : No. of Cylinders : No of Mains :

Main Bearing Type : Dia. (mm) : Length (mm) :

Crankpin Bearing Type : Dia. (mm) : Length (mm) :

Valve Train Type : Follower Type :

Valves Per Cyl : Max Valve Lift (mm) :

Cam Bearing Sizes : Diameter (mm) : Length (mm) :

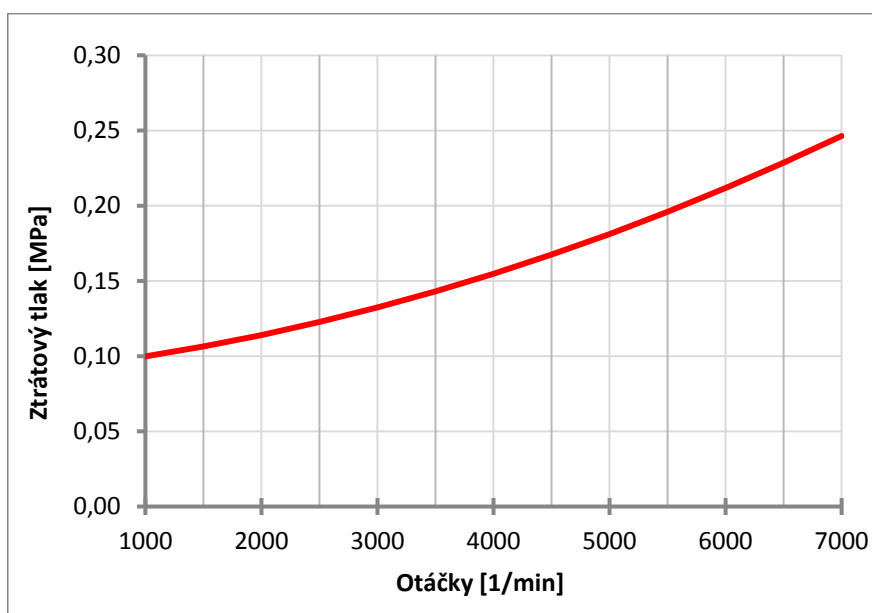
Load Case: Start (rpm) : End (rpm) : Interval (rpm) : Load Ratio (0-1) :

Oil Grade : Oil Temperature (C) :

Obr. 4-3 Friction estimator tool (LES)

Tab. 15 Hodnoty středního ztrátového tlaku

Otáčky [1/min]	Ztrátový tlak [MPa]
1000	0,0998
1500	0,1064
2000	0,1140
2500	0,1227
3000	0,1324
3500	0,1431
4000	0,1548
4500	0,1675
5000	0,1812
5500	0,1960
6000	0,2118
6500	0,2286
7000	0,2464



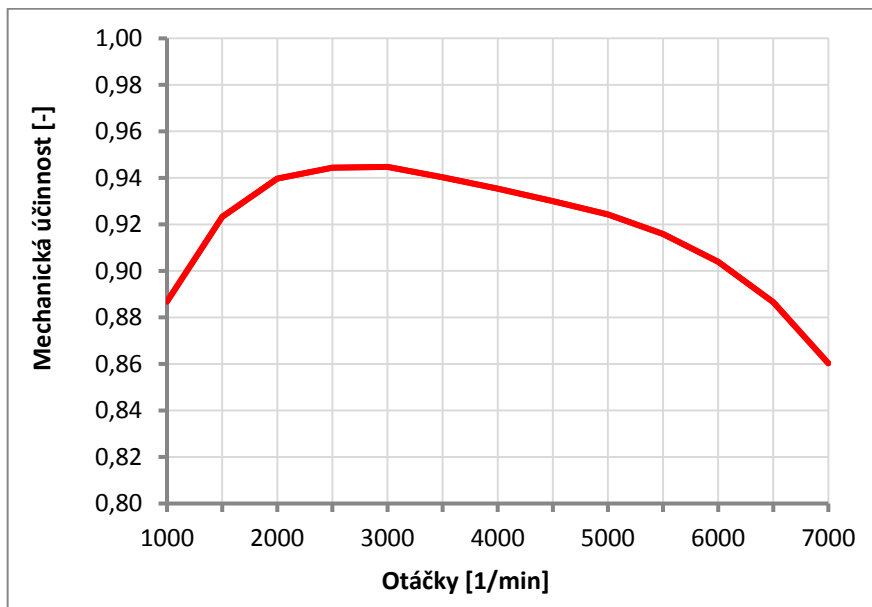
Graf 4.4 Průběh středního ztrátového tlaku



$$\eta_{\text{min}} = \frac{p_{i \text{ teor}_{\text{in}}} - p_{z t_{\text{in}}}}{p_{e \text{ teor}_{\text{in}}}} \quad (4.11)$$

Tab. 16 Mechanická účinnost

Otáčky [1/min]	Mech. účinnost [-]
1000	0,887
1500	0,923
2000	0,940
2500	0,944
3000	0,945
3500	0,940
4000	0,935
4500	0,930
5000	0,924
5500	0,916
6000	0,904
6500	0,887
7000	0,860



Graf 4.5 Průběh mechanické účinnosti

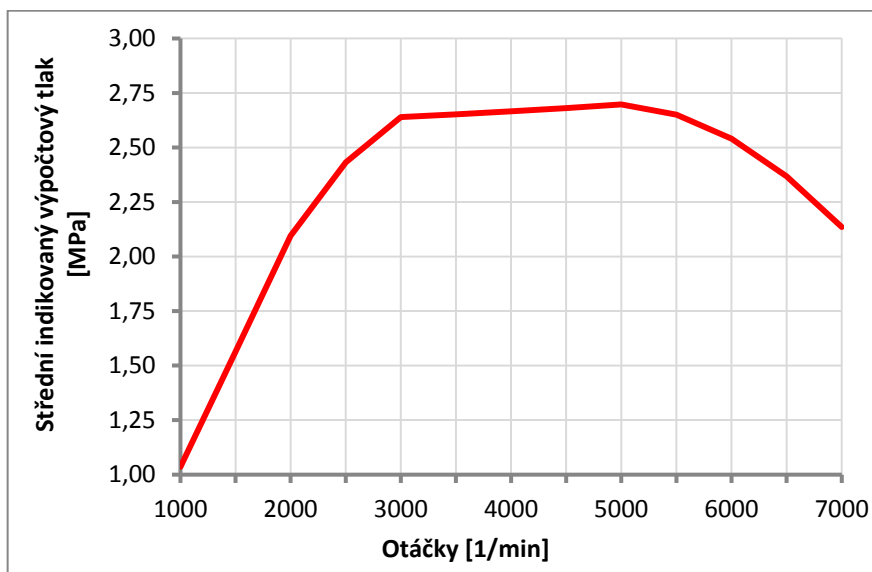
4.4.5. STŘEDNÍ INDIKOVANÝ VÝPOČTOVÝ TLAK

Důsledkem mechanických ztrát v ložiskách motoru a ostatních třecích ztrát je teoretický efektivní tlak nižší než střední indikovaný tlak. Musíme také zohlednit odchylky termodynamických dějů v případě neideálního cyklu (součinitel plnosti cyklu).

$$p_{i_{\text{in}}} = \frac{p_{e \text{ teor}_{\text{in}}}}{\eta_{\text{m}_{\text{in}}} \cdot \phi_i} \quad (4.12)$$

Tab. 17 Střední indikovaný tlak

Otáčky [1/min]	p_i [MPa]
1000	1,036
1500	1,564
2000	2,095
2500	2,432
3000	2,639
3500	2,652
4000	2,666
4500	2,681
5000	2,697
5500	2,651
6000	2,541
6500	2,368
7000	2,136



Graf 4.6 Průběh středního indikovaného tlaku



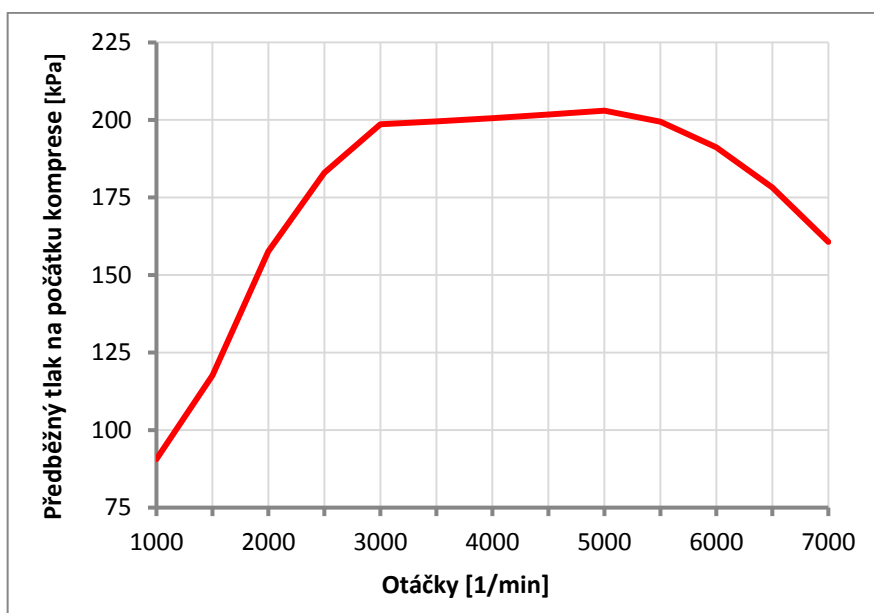
4.4.6. PŘEDBĚŽNÝ TLAK NA POČÁTKU KOMPRESY

Tlak na počátku komprese je možné vyjádřit následující rovnicí (4.13). Počítá se zde odvozením z rozdílu práce při polytropické expanzi a práce vynaložené na polytropickou kompresi. Výsledné hodnoty jsou vyšší nežli ve skutečnosti, protože ve vztahu 4.13 nejsou zohledněny vlivy vyplachování spalovacího prostoru, časování ventilů, přestup tepla atd.

$$p_{1z.max\ in} = \frac{p_{i\ in}}{\frac{\varepsilon_z^{n_1}}{\varepsilon_z - 1} \cdot \left[\frac{v}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_z^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_z^{n_1 - 1}} \right) \right]} \quad (4.13)$$

Tab. 18 Tlak na počátku komprese

Otáčky [1/min]	$p_{1z.max}$ [kPa]
1000	90,67
1500	117,65
2000	157,63
2500	182,99
3000	198,60
3500	199,55
4000	200,59
4500	201,73
5000	202,98
5500	199,45
6000	191,17
6500	178,20
7000	160,69



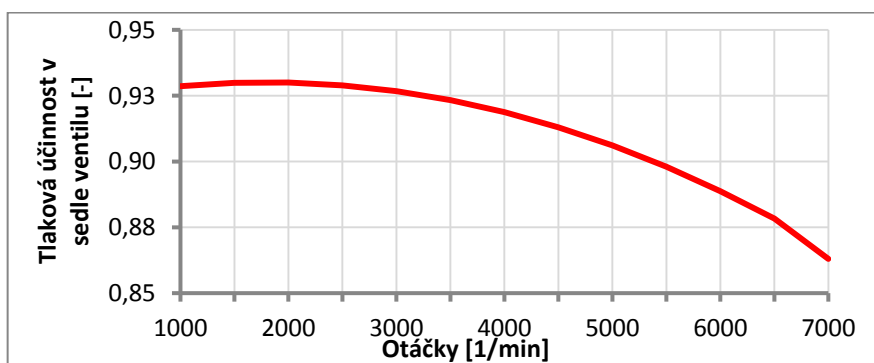
Graf 4.7 Průběh tlaku na počátku komprese

4.4.7. TLAKOVÁ ZTRÁTY ŠKRCENÍM V HLAVĚ MOTORU

Podle zdroje [5] volím parabolický průběh účinnosti, který vychází z předpokladu, že s rostoucími otáčkami kvadraticky stoupají tlakové ztráty proudění v sedle ventilu. Přesto jde pouze o obecný odhad s porovnáním k podobným motorům. Při simulaci v programu LES jsou tyto ztráty vyjádřeny L/D poměrem (kapitola 3.6).

Tab. 19 Tlakové ztráty škrcením v hlavě motoru

Otáčky [1/min]	x_{in} [-]
1000	0,9286
2000	0,9300
3000	0,9267
4000	0,9187
5000	0,9061
6000	0,8887
7000	0,8630



Graf 4.8 Průběh tlakové účinnosti proudění v sedle ventilu

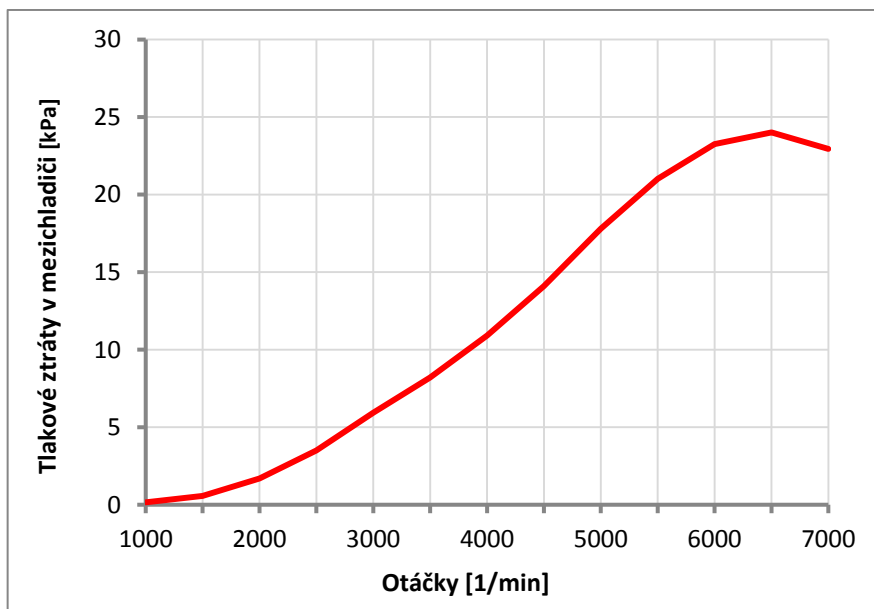


4.4.8. TLAKOVÉ ZTRÁTY V MEZICHLADIČI STLAČENÉHO VZDUCHU

Protože známe tlak vzduchu i objemový tok spalovacím prostorem, jsme schopni přiřadit daným otáčkám určité tlakové ztráty. Přesto se hmotnostní tok v závislosti na provozních režimech velmi mění a dané ztráty jsou pouze přiblížením reality.

Tab. 20 Tlakové ztráty v mezichladiči

Otáčky [1/min]	P_{ch} [kPa]
1000	0,15
1500	0,57
2000	1,69
2500	3,50
3000	5,94
3500	8,21
4000	10,91
4500	14,10
5000	17,80
5500	21,02
6000	23,25
6500	24,01
7000	22,95



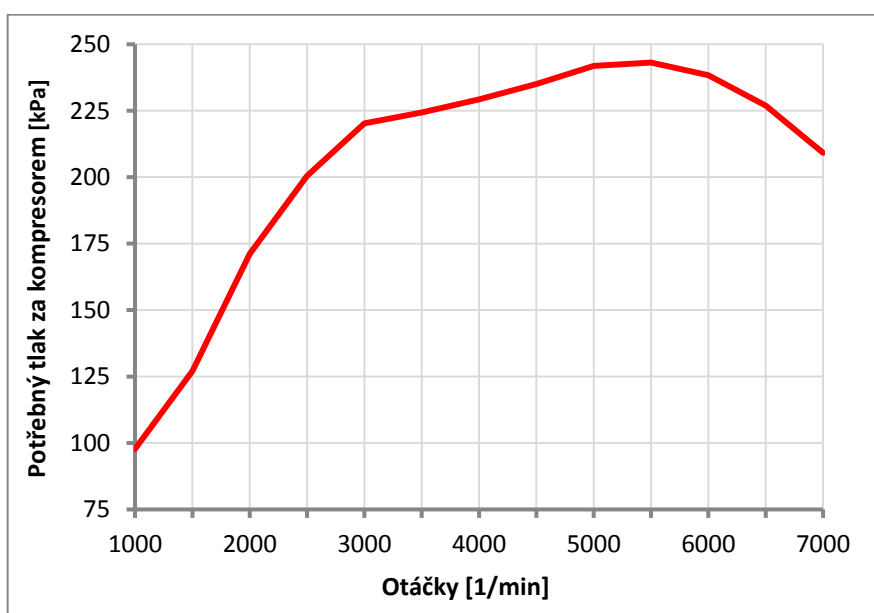
Graf 4.9 Průběh tlakových ztrát v mezichladiči

4.4.9. TEORETICKÝ POTŘEBNÝ TLAK ZA KOMPRESOREM

$$p_{2k.potř.in} = \frac{p_{1z.max.in}}{x_{in}} + p_{ch.in} \quad (4.14)$$

Tab. 21 Potřebný tlak za kompresorem

Otáčky [1/min]	$P_{2k.potř}$ [kPa]
1000	97,79
1500	127,10
2000	171,18
2500	200,49
3000	220,24
3500	224,33
4000	229,25
4500	235,06
5000	241,82
5500	243,13
6000	238,35
6500	226,90
7000	209,15



Graf 4.10 Průběh potřebného tlaku za kompresorem



4.5. VÝPOČET SKUTEČNÝCH PARAMETRŮ KOMPRESORU

Motor AR67203 je vybaven turbodmychadlem s waste-gate regulací, proto je možné řídit plnicí tlak za kompresorem. V tomto výpočtu tedy volím regulovaný tlak shodný s tlakem potřebným (kapitola 4.4.9).

4.5.1. REGULOVANÉHO PLNÍČÍHO TLAKU ZA KOMPRESOREM

$$p_{2k.reg_{in}} = p_{2k.pof_{in}} \quad (4.15)$$

4.5.2. SKUTEČNÝ PLNÍČÍ TLAK

Obdobně jako v rovnici 4.14 uvažujeme ztráty v mezichladiči stlačeného vzduchu.

$$p_{pl_{in}} = p_{2k.reg_{in}} - p_{ch_{in}} \quad (4.16)$$

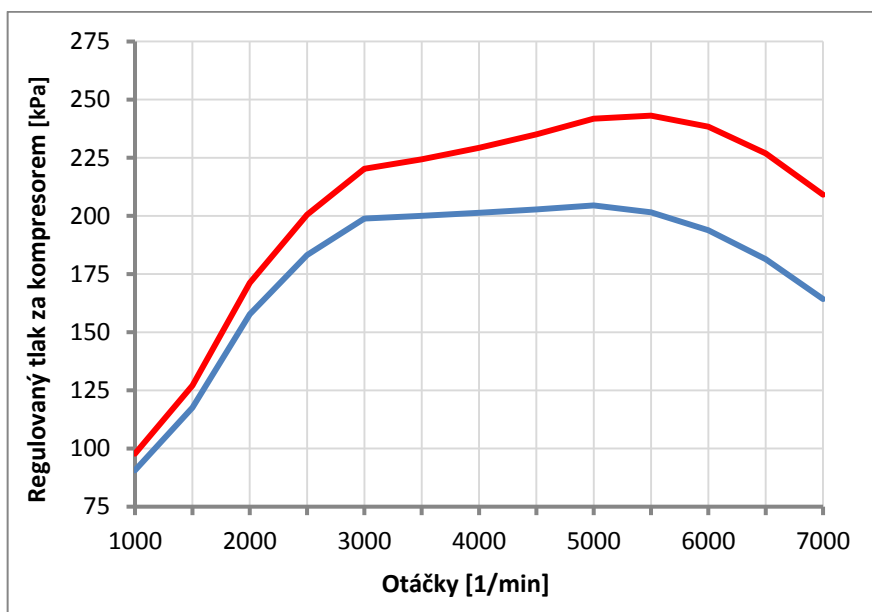
4.5.3. TLAK VZDUCHU NA KONCI SÁNÍ

Protože při procházení vzduchu skrze ventily dochází ke ztrátám, i tyto odečteme.

$$p_{1z_{in}} = p_{pl_{in}} \cdot x_{in} \quad (4.17)$$

Tab. 22 Tlak vzduchu na konci sání

Otáčky [1/min]	p_{1z} [kPa]
1000	90,65
1500	117,62
2000	157,72
2500	183,14
3000	198,87
3500	200,01
4000	201,32
4500	202,81
5000	204,52
5500	201,52
6000	193,81
6500	181,39
7000	164,27



Graf 4.11 Průběh tlaku regulovaného a na konci sání

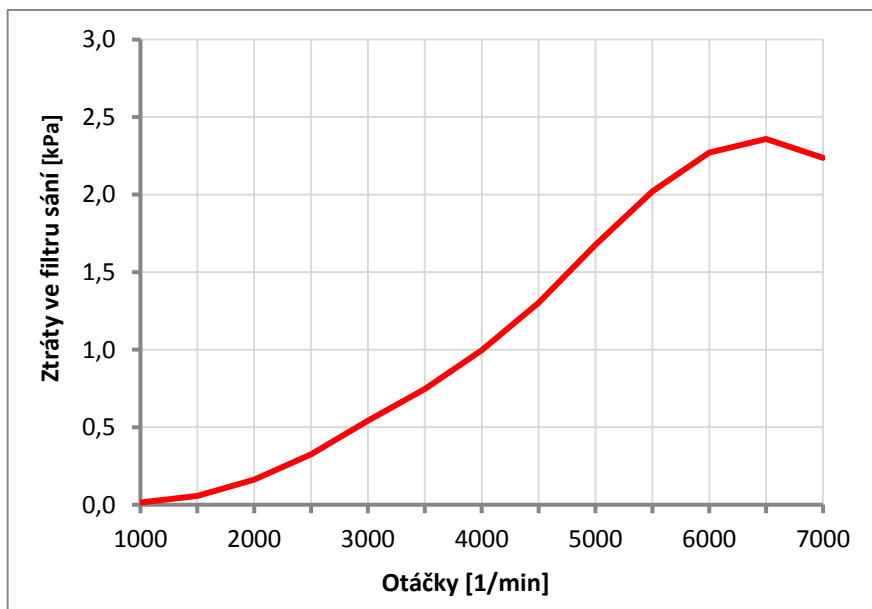


4.5.4. TLAKOVÉ ZTRÁTY V SACÍM TRAKTU

Uvažuji zde pouze odpor filtru sání. Ten jsem proměřil a výsledné hodnoty proložil polynomem 4. řádu, protože jsem potřeboval odečíst i hodnoty ležící mimo rozsah naměřených hodnot.

Tab. 23 Tlakové ztráty ve filtru sání

Otáčky [1/min]	p_s [kPa]
1000	0,15
1500	0,57
2000	1,69
2500	3,50
3000	5,94
3500	8,21
4000	10,91
4500	14,10
5000	17,80
5500	21,02
6000	23,25
6500	24,01
7000	22,95



Graf 4.12 Průběh tlakových ztrát ve filtru sání

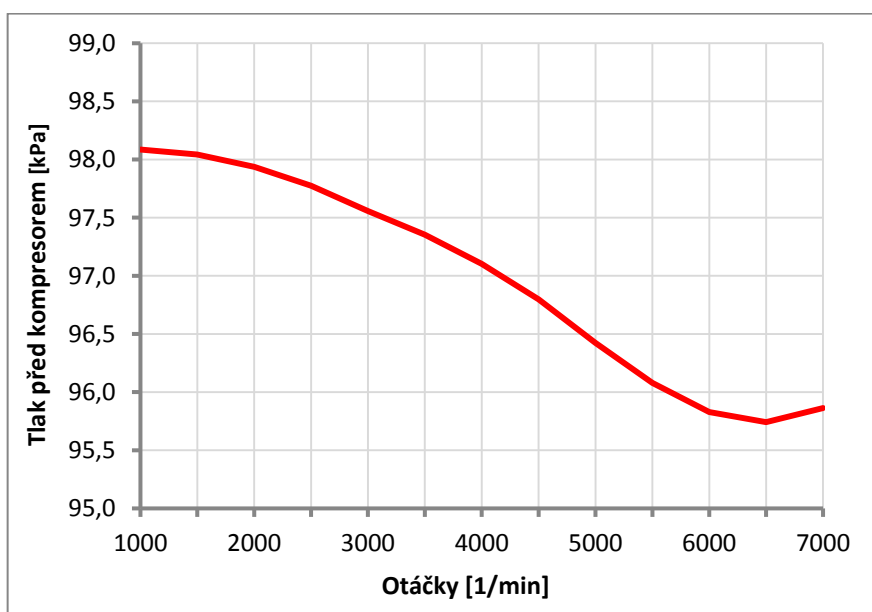
4.5.5. TLAK VZDUCHU PŘED KOMPRESOREM

Ke kompresoru proudí vzduch o tlaku okolí snížený o ztráty ve filtru sání.

$$p_{0k_m} = p_{\text{okolí}} - p_{s_m} \quad (4.18)$$

Tab. 24 Tlak před kompresorem

Otáčky [1/min]	p_{0k} [kPa]
1000	98,09
1500	98,04
2000	97,94
2500	97,77
3000	97,56
3500	97,35
4000	97,10
4500	96,80
5000	96,42
5500	96,08
6000	95,83
6500	95,74
7000	95,86



Graf 4.13 Průběh tlaku před kompresorem

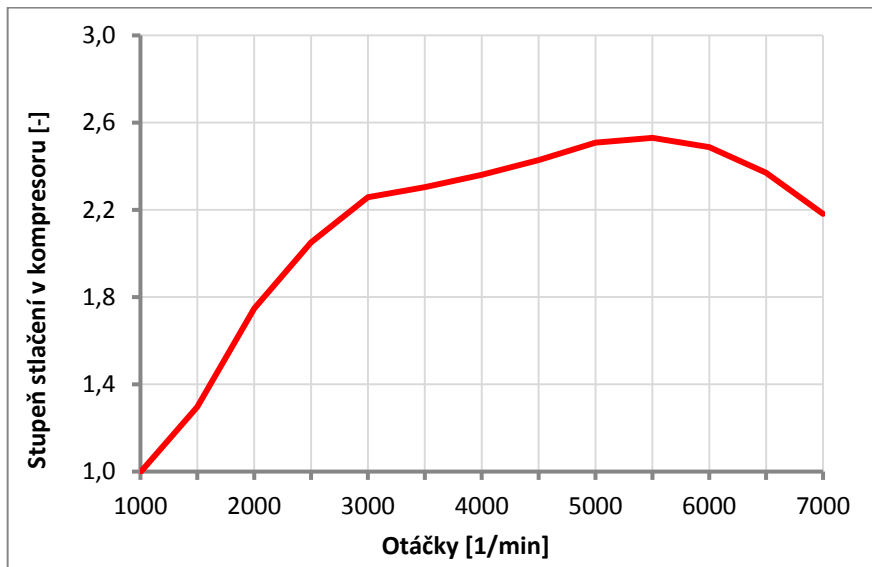


4.5.6. STUPEŇ STLAČENÍ VZDUCHU V KOMPRESORU

$$\Pi_{k_{in}} = \frac{p_{2k.reg_{in}}}{p_{0k_{in}}} \quad (4.19)$$

Tab. 25 Stlačení v kompresoru

Otáčky [1/min]	$\Pi_k [-]$
1000	1,00
1500	1,30
2000	1,75
2500	2,05
3000	2,26
3500	2,30
4000	2,36
4500	2,43
5000	2,51
5500	2,53
6000	2,49
6500	2,37
7000	2,18



Graf 4.14 Průběh stlačení vzduchu

4.6. VOLBA PARAMETRŮ KOMPRESORU

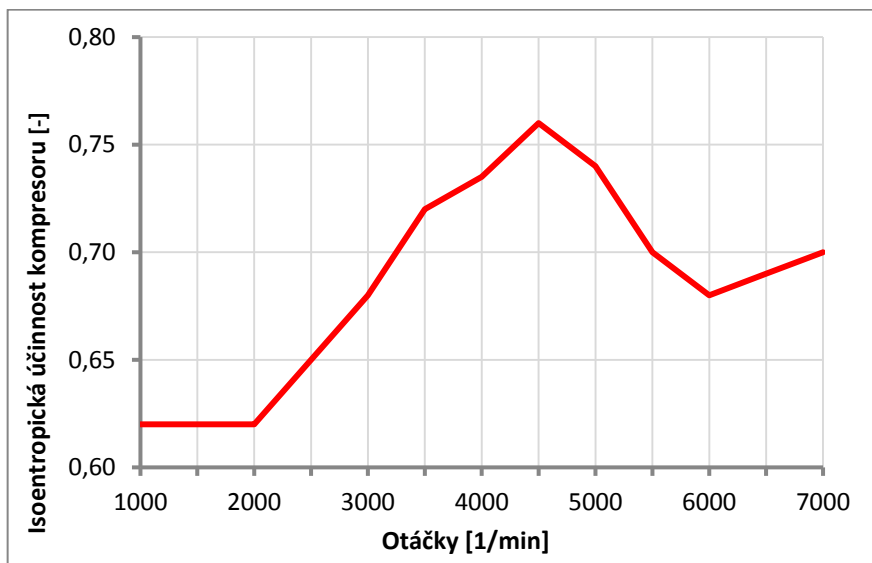
Jako první zhodnotím vhodnost stávajícího turbodmychadla a poté promítnu vypočtené hodnoty i do map turbodmychadel alternativních rozměrů.

4.6.1. ISOENTROPICKÁ ÚČINNOST KOMPRESORU

Tato účinnost je dána kompresorovým kolem, a protože ještě neznáme charakteristickou křivku promítnutou do mapy, je potřeba hodnoty nejdříve zvolit a poté zpětně dosadit pro zpřesnění výsledku.

Tab. 26 Isoentropická účinnost kompresoru

Otáčky [1/min]	$\eta_{isk} [-]$
1000	0,62
1500	0,62
2000	0,62
2500	0,65
3000	0,68
3500	0,72
4000	0,74
4500	0,76
5000	0,74
5500	0,70
6000	0,68
6500	0,69
7000	0,70



Graf 4.15 Průběh isoentropické účinnosti kompresoru



4.7. VÝPOČET PARAMETRŮ PLNICÍHO VZDUCHU

V tomto bodě se snažím vyčíslit hmotnostní tok vzduchu v závislosti na otáčkách motoru. Uvažuji zde opět jen plné zatížení motoru, neboli jeho maximální výkon.

4.7.1. TEPLOTA NASÁVANÉHO VZDUCHU

Vzduch je nasáván z okolí a ohřát při průchodu sacím traktem kvůli teplu v motorovém prostoru.

$$T_{0k} = (t_{\text{okolí}} + 273,15) + \Delta T_s = 308,15\text{K} \quad (4.20)$$

4.7.2. POŽADOVANÁ TEPLOTA VZDUCHU ZA CHLADIČEM

Protože je tuto hodnotu bez předchozího experimentálního měření na daném chladiči určit, volím lineární průběh teploty podle rovnice 4.21 s ohledem na výkonnostní parametry daného motoru.

$$T_{p_{l_n}} = \left(t_{p_{l_{1000}}} - \frac{t_{p_{l_{1000}}} - t_{p_{l_{6000}}}}{(6000 - 1000) \cdot \text{min}^{-1}} \cdot (n_{in} - 1000 \cdot \text{min}^{-1}) \right) + 273,15 \quad (4.21)$$

Kde volím následující teploty:

$$t_{p_{l_{1000}}} = 60^\circ\text{C} \quad t_{p_{l_{6000}}} = 40^\circ\text{C}$$

4.7.3. TEPLOTA VZDUCHU ZA KOMPRESOREM

Tato teplota je vypočítána podle vztahu pro polytropický děj. Pro exponentu polytropy platí tedy rovnice 4.22 a teplotu získáme dosazením do rovnice 4.23.

$$n_{pol_n} = \frac{1}{1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{1}{\eta_{isK_{in}}}} \quad (4.22)$$

$$T_{2K_{in}} = T_{0K} \cdot \left(\prod_{K_{in}} \right)^{\frac{n_{pol_n} - 1}{n_{pol_n}}} \quad (4.23)$$

4.7.4. ZMĚNA TEPLoty VZDUCHU V MEZICHLADIČI

O jakou teplotu se vzduch ochladí při průchodu mezichladičem, závisí na ofukování vnější strany mezichladiče okolním vzduchem, s čímž je spojena i rychlost vozidla. Proto je i tato hodnota v praxi velmi proměnná a následující výsledek slouží spíše jako kontrola, zda nejsou hodnoty příliš vysoké a v našem případě by jich nemusel mezichladič dosahovat. Podle rovnice 4.24 získáme průběh v závislosti na otáčkách motoru.

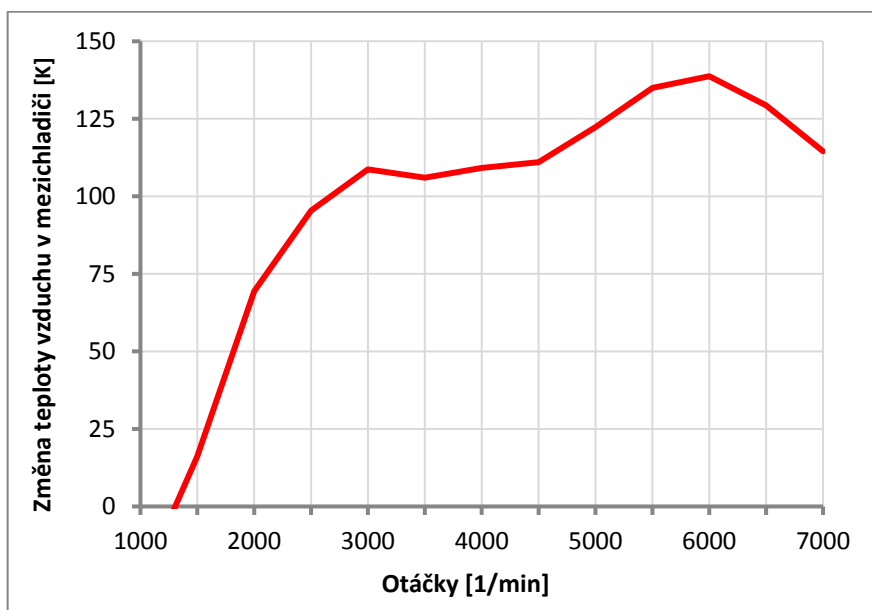
$$\Delta T_{ch_{in}} = T_{2K_{in}} - T_{p_{l_n}} \quad (4.24)$$

V tabulce 29 vidíme, že je změna teploty v mezichladiči poměrně vysoká a sériový chladič by vzduch proto nemusel zvládat natolik ochladit, což zvyšuje riziko samozápalu palivové směsi. Nicméně jde pouze o návrh a přesnější hodnoty ukáže simulace. Pokud budou i v případě simulace vysoké, je to podnět k návrhu účinnějšího mezichladiče.



Tab. 27 Ochlazení nasávaného vzduchu

Otáčky [1/min]	ΔT_{ch} [K]
1000	-25,4
1500	16,1
2000	69,4
2500	95,4
3000	108,7
3500	106,0
4000	109,2
4500	111,0
5000	122,3
5500	135,0
6000	138,7
6500	129,3
7000	114,5



Graf 4.16 Průběh změny teploty vzduchu v mezichladiči

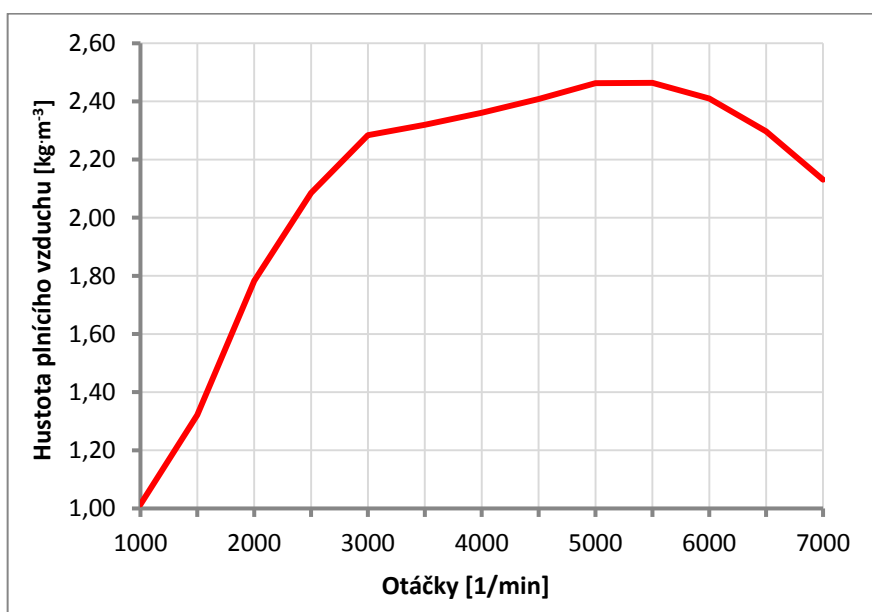
4.7.5. HUSTOTA PLNÍČÍHO VZDUCHU

Hustota plnicího vzduchu je závislá na jeho teplotě, z čehož plyne, jak důležitým prvkem je mezichladič stlačeného vzduchu. Pokud nedokáže dostatečně vzduch ochlazovat, kromě vyššího rizika samozápalu klesá i hmotnostní tok vzduchu do motoru a tím i maximální možný výkon.

$$\rho_{p_{ln}} = \frac{p_{p_{ln}}}{r \cdot T_{p_{ln}}} \quad (4.25)$$

Tab. 28 Hustota plnicího vzduchu

Otáčky [1/min]	ρ_{pl} [kg·m ⁻³]
1000	1,014
1500	1,322
2000	1,783
2500	2,085
3000	2,284
3500	2,319
4000	2,361
4500	2,408
5000	2,463
5500	2,464
6000	2,410
6500	2,297
7000	2,131



Graf 4.17 Průběh hustoty plnicího vzduchu



4.8. VÝPOČET PARAMETRŮ PRACOVNÍ LÁTKY

Protože bude ve voze použito palivo BA-95, uvažuji jeho specifikace dle Benziny a.s. Jeho molární složení je:

$$C = 0,855 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}} \quad H = 0,1416 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}} \quad S = 0,0004 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}} \quad O = 0,003 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}}$$

$$C + H + S + O = 1 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}}$$

4.8.1. TEORETICKÉ MOLÁRNÍ MNOŽSTVÍ VZDUCHU PŘIPADAJÍCÍ NA 1 KG PALIVA

$$M_{Lr} = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad M_{Lr} = 0,507 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}} \quad (4.26)$$

$$\text{Molární hmotnost uhlíkových paliv:} \quad \mu_p = 114 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}} \quad (4.27)$$

4.8.2. SOUČINITEL PŘEBYTKU VZDUCHU

Protože se jedná o běžný osobní automobil s lambda regulací pro správnou funkci katalyzátoru, volím součinitel přebytku blízký jedné.

$$\lambda = 0,986$$

4.8.3. SKUTEČNÉ MNOŽSTVÍ VZDUCHU PŘIPADAJÍCÍ NA 1 KG PALIVA

$$M_{Lr} = \lambda \cdot M_{Lr} + \frac{1}{\mu_p} = 0,509 \frac{\text{kmol}}{\text{kg}} \quad (4.28)$$

4.9. TEPLOTA SMĚSI NA KONCI PLNĚNÍ A HMOTNOSTNÍ TOK MOTOREM

Měrná tepelná kapacita vzduchu:

$$c_{p.vz} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot r = 1,0115 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (4.23)$$

Měrná tepelná kapacita vzduchu:

$$c_{p.sp} = \frac{n_1}{n_1 - 1} \cdot r' = 1,130143 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (4.30)$$

4.9.1. TEPLOTA ZBYTKOVÝCH VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

Bez experimentálního ověření je těžké určit hodnotu blízkou realitě. I z důvodu, že jsou teploty zbytkových plynů ve skutečnosti proměnné, volím lineární průběh podle obdobného vzorce jako 4.21.

$$T_{p_{E_n}} = T_{p_{E_{1000}}} + \frac{T_{p_{E_{6000}}} - T_{p_{E_{1000}}}}{(6000 - 1000) \cdot \text{min}^{-1}} \cdot (n_{in} - 1000 \cdot \text{min}^{-1}) \quad (4.31)$$

$$\text{pro:} \quad T_{p_{E_{1000}}} = 1100\text{K} \quad T_{p_{E_{6000}}} = 1200\text{K}$$



4.9.2. PŘEDPOKLÁDANÝ TLAK ZBYTKOVÝCH PLYNŮ

$$p_{\text{rez}_{\text{in}}} = p_{\text{rez}_{1000}} + \frac{p_{\text{rez}_{6000}} - p_{\text{rez}_{1000}}}{(6000 - 1000) \cdot \text{min}^{-1}} \cdot (n_{\text{in}} - 1000 \cdot \text{min}^{-1}) \quad (4.32)$$

$$\text{pro: } p_{\text{rez}_{1000}} = 130 \text{ kPa} \quad p_{\text{rez}_{6000}} = 175 \text{ kPa}$$

4.9.3. OHŘÁTÍ SMĚSI O STĚNY VÁLCE

$$\Delta T_{1z_{\text{in}}} = \Delta T_{1z_{1000}} + \frac{\Delta T_{1z_{6000}} - \Delta T_{1z_{1000}}}{(6000 - 1000) \cdot \text{min}^{-1}} \cdot (n_{\text{in}} - 1000 \cdot \text{min}^{-1}) \quad (4.33)$$

$$\text{pro: } \Delta T_{1z_{1000}} = 10 \text{ K} \quad \Delta T_{1z_{6000}} = 15 \text{ K}$$

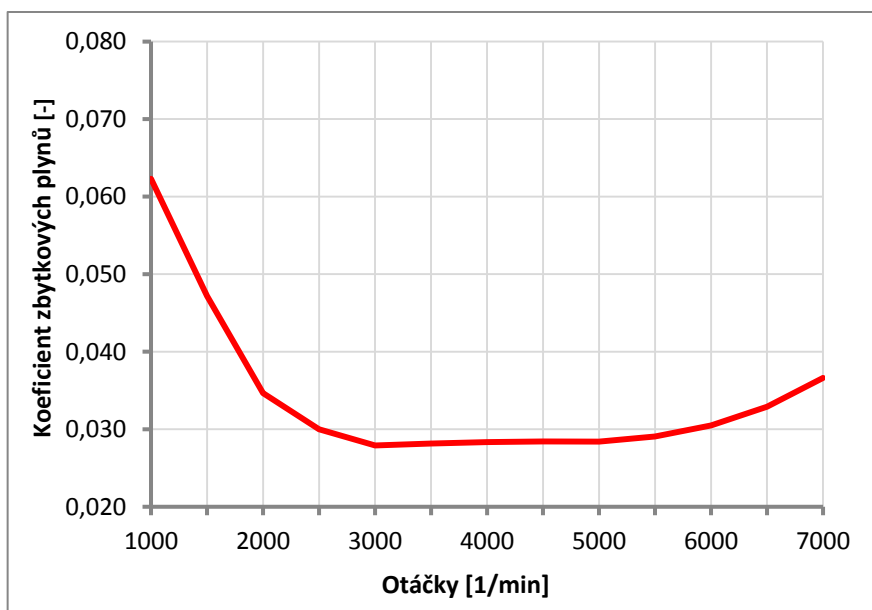
4.9.4. KOEFICIENT REZIDUÁLNÍCH (ZBYTKOVÝCH) PLYNŮ

Poměr molárního množství reziduálních plynů k molárnímu množství přivedené čerstvé směsi se nazývá koeficient reziduálních plynů a lze jej upravit a vyjádřit jako rovnici 4.34:

$$\gamma_{r_{\text{in}}} = \frac{T_{p_{\text{lin}}} + \Delta T_{1z_{\text{in}}}}{T_{p_{r_{\text{in}}}}} \cdot \frac{p_{\text{rez}_{\text{in}}} \cdot \phi_{\text{rez}}}{\varepsilon_z \cdot p_{p_{\text{lin}}} - p_{p_{\text{lin}}}} \quad (4.34)$$

Tab. 29 Koeficient zbytkových plynů

Otáčky [1/min]	γ_r [-]
1000	0,062
1500	0,047
2000	0,035
2500	0,030
3000	0,028
3500	0,028
4000	0,028
4500	0,028
5000	0,028
5500	0,029
6000	0,030
6500	0,033
7000	0,037



Graf 4.18 Koeficient zbytkových plynů

4.9.5. TEPLOTA SMĚSI NA KONCI PLNĚNÍ VÁLCE

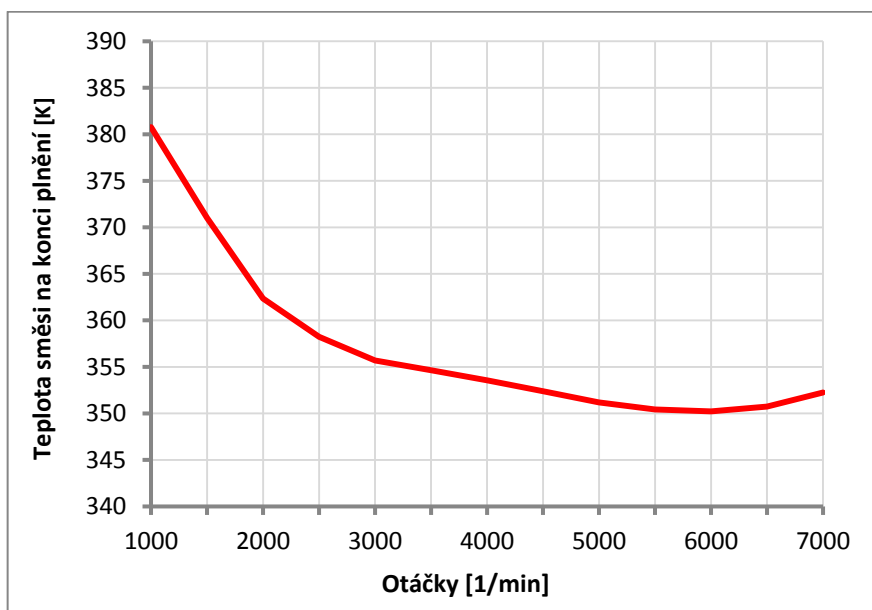
Neuvažujeme zde odvod tepla potřebného k odpaření paliva po vstřiku do sání.

$$T_{1z, \text{teo}_{\text{in}}} = \frac{T_{p_{\text{lin}}} + \Delta T_{1z_{\text{in}}} + \gamma_{r_{\text{in}}} \cdot T_{p_{r_{\text{in}}}} \cdot \frac{c_{p, \text{vz}}}{c_{p, \text{sp}}}}{1 + \gamma_{r_{\text{in}}}} \quad (4.35)$$



Tab. 30 Teplota směsi na konci plnění

Otáčky [1/min]	$T_{1z.teor}$ [K]
1000	380,8
1500	371,0
2000	362,3
2500	358,2
3000	355,7
3500	354,6
4000	353,6
4500	352,4
5000	351,2
5500	350,4
6000	350,2
6500	350,7
7000	352,2



Graf 4.19 Průběh teploty směsi na konci plnění válce

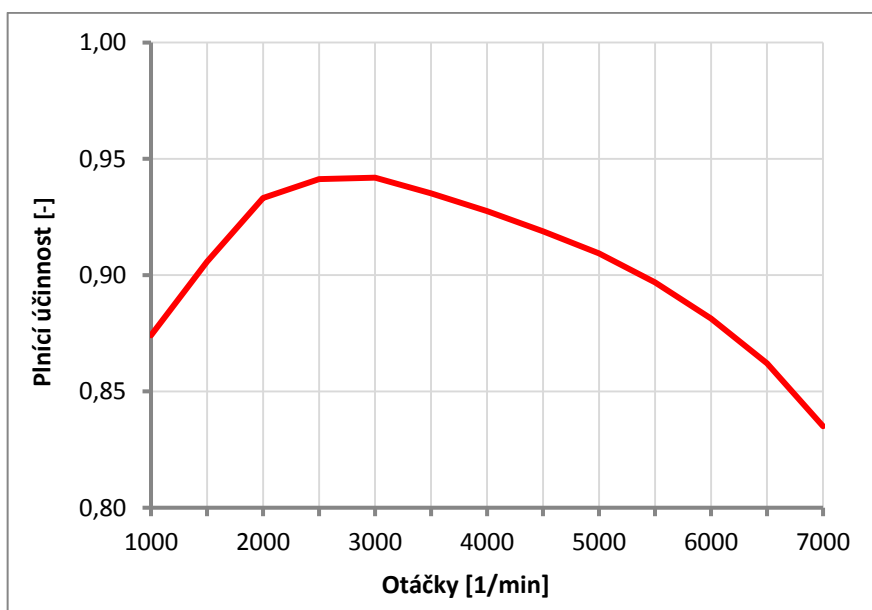
4.9.6. PLNÍCÍ ÚČINNOST

Vyjadřuje poměr mezi skutečně nasátým množstvím směsi a množstvím teoretickým. Skutečné množství je poníženo o objem reziduálních plynů. Lze ji také vyjádřit vůči motoru plněnému za atmosférického tlaku (nad 100%), já ale uvažuji ideálně přeplňovaný.

$$\eta_{pl_{in}} = \frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_z - 1} \cdot \frac{T_{pl_{in}}}{T_{1z.teor} \cdot (1 + \gamma_{r_{in}})} \cdot \frac{p_{1z_{in}}}{p_{pl_{in}}} \quad (4.36)$$

Tab. 31 Plnící účinnost

Otáčky [1/min]	η_{pl} [-]
1000	0,874
1500	0,906
2000	0,933
2500	0,941
3000	0,942
3500	0,935
4000	0,927
4500	0,919
5000	0,909
5500	0,897
6000	0,881
6500	0,862
7000	0,835



Graf 4.20 Průběh plnící účinnosti



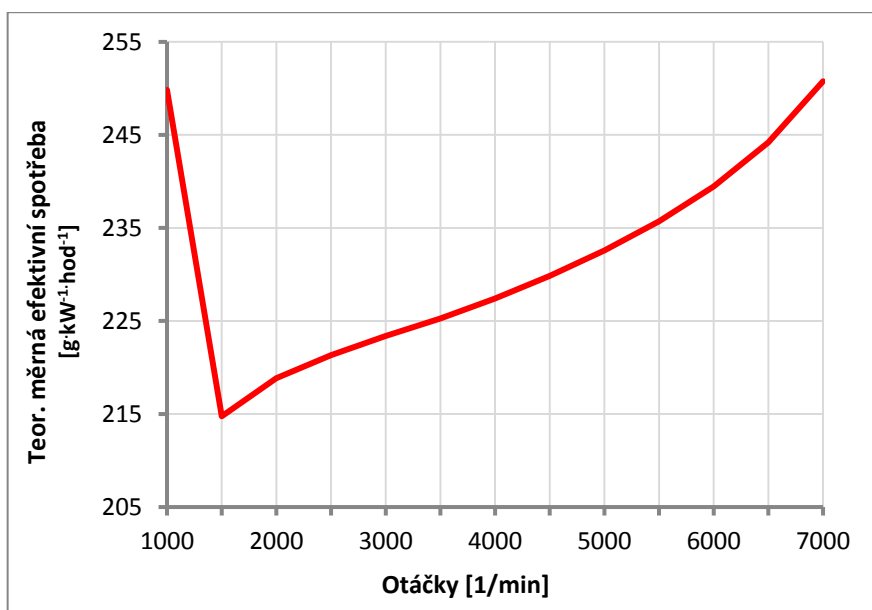
4.9.7. TEORETICKÁ MĚRNÁ EFEKTIVNÍ SPOTŘEBA PALIVA

Teoretickou měrnou spotřebu paliva počítám ze zvoleného točivého momentu podle rovnice 4.37. Spotřebu paliva na jeden termodynamický cyklus udává rovnice 4.38.

$$m_{e, \text{teor}} = \eta_{p_{l_{in}}} \cdot \frac{\rho_{p_{l_{in}}}}{\sigma_t \cdot p_{e, \text{teor}} \cdot \lambda} \quad (4.37)$$

Tab. 32 Měrná efektivní spotřeba

Otáčky [1/min]	$m_{e, \text{teor}}$ [g kW ⁻¹ hod ⁻¹]
1000	249,8
1500	214,8
2000	218,9
2500	221,3
3000	223,4
3500	225,3
4000	227,4
4500	229,8
5000	232,6
5500	235,7
6000	239,5
6500	244,2
7000	250,8

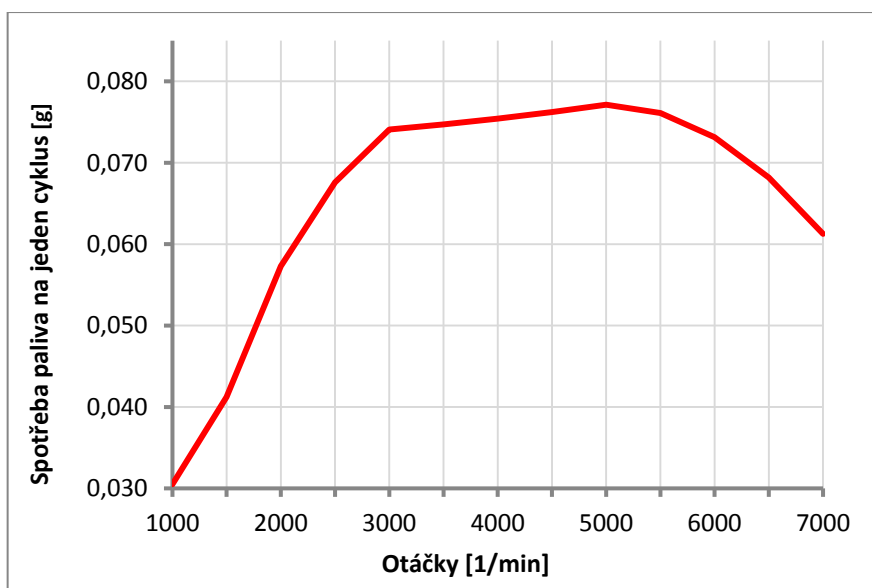


Graf 4.21 Průběh teoretické měrné spotřeby

$$M_{p_{l_{in}}} = \frac{P_{e, \text{teor}} \cdot m_{e, \text{teor}} \cdot \tau}{n_v \cdot n_{in}} \quad (4.38)$$

Tab. 33 Spotřeba paliva na jeden cyklus

Otáčky [1/min]	M_{p1} [g]
1000	0,031
1500	0,041
2000	0,057
2500	0,068
3000	0,074
3500	0,075
4000	0,075
4500	0,076
5000	0,077
5500	0,076
6000	0,073
6500	0,068
7000	0,061



Graf 4.22 Spotřeba paliva na jeden termodynamický cyklus



4.9.8. SPECIFICKÁ EFEKTIVNÍ SPOTŘEBA VZDUCHU

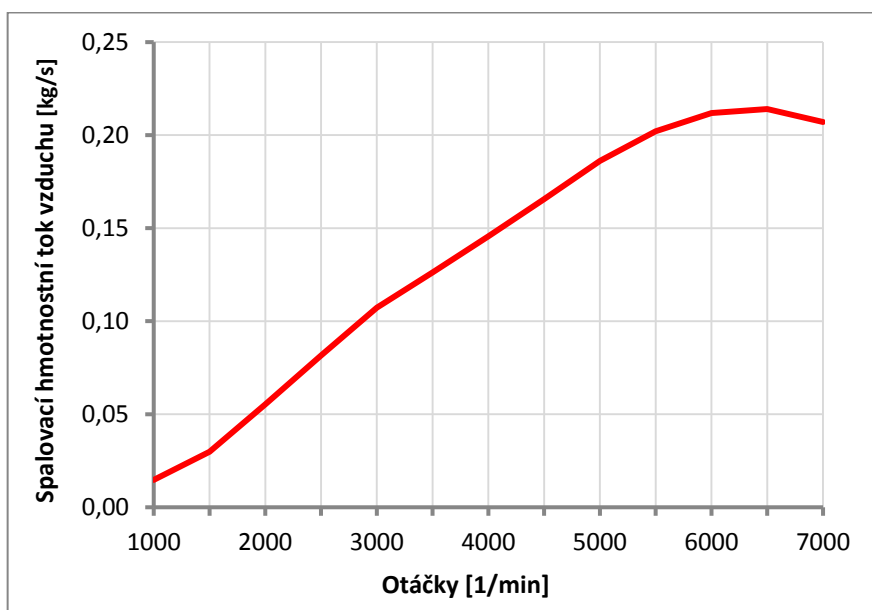
$$m'_{Z_{in}} = V_{Hl} \cdot \eta_{pl_{in}} \cdot \rho_{pl_{in}} \quad (4.39)$$

4.9.9. SPALOVACÍ HMOTNOSTNÍ TOK VZDUCHU MOTOREM

$$m_{Z_{in}} = m'_{Z_{in}} n_{in} \cdot \frac{n_v}{\tau} \quad (4.40)$$

Tab. 34 Spalovací hmotnostní tok motorem

Otáčky [1/min]	m_z [kg · s ⁻¹]
1000	0,015
1500	0,030
2000	0,055
2500	0,082
3000	0,107
3500	0,126
4000	0,146
4500	0,166
5000	0,186
5500	0,202
6000	0,212
6500	0,214
7000	0,207



Graf 4.23 Průběh spal. hmotnostního toku motorem

4.10. HODNOTY PRO VOLBU VHODNÉHO KOMPRESORU

Abych byl schopen posoudit vhodnost daného turbodmychadla, musím znát průběh stlačení v kompresoru v závislosti na redukovaném hmotnostním toku. Tuto charakteristiku poté vynesu do kompresorových map.

4.10.1. REDUKOVANÝ HMOTNOSTNÍ TOK VZDUCHU KOMPRESOREM

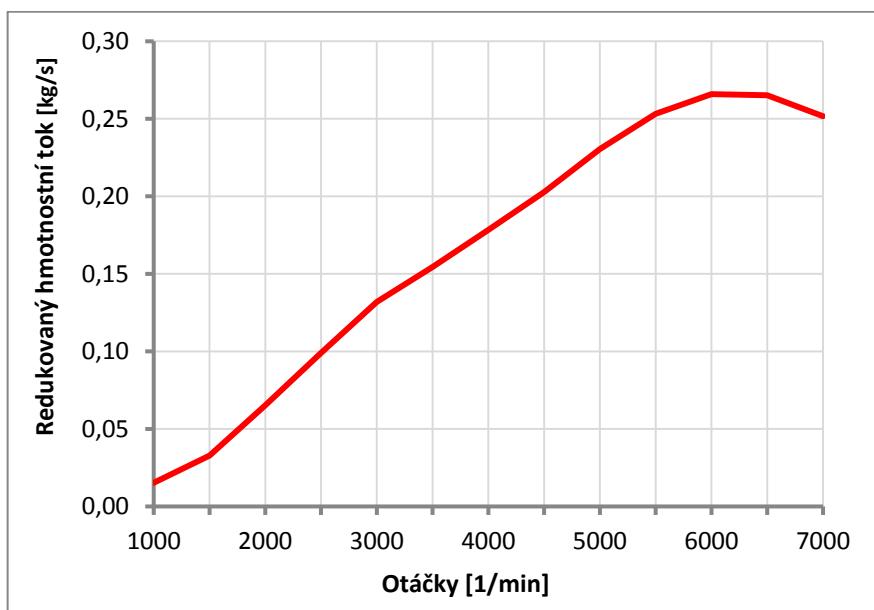
Hmotnostní tok vzduchu je potřeba vztáhnout k referenčním hodnotám teploty 298 K a tlaku 100 kPa. Označujeme jej jako redukovaný hmotnostní tok.

$$mk_{red_{in}} = m_{Z_{in}} \cdot \left(\frac{T_{2K_{in}}}{298} \right)^{0,5} \cdot \frac{100}{p_{0K_{in}}} \quad (4.41)$$



Tab. 35 Redukovaný hmotnostní tok

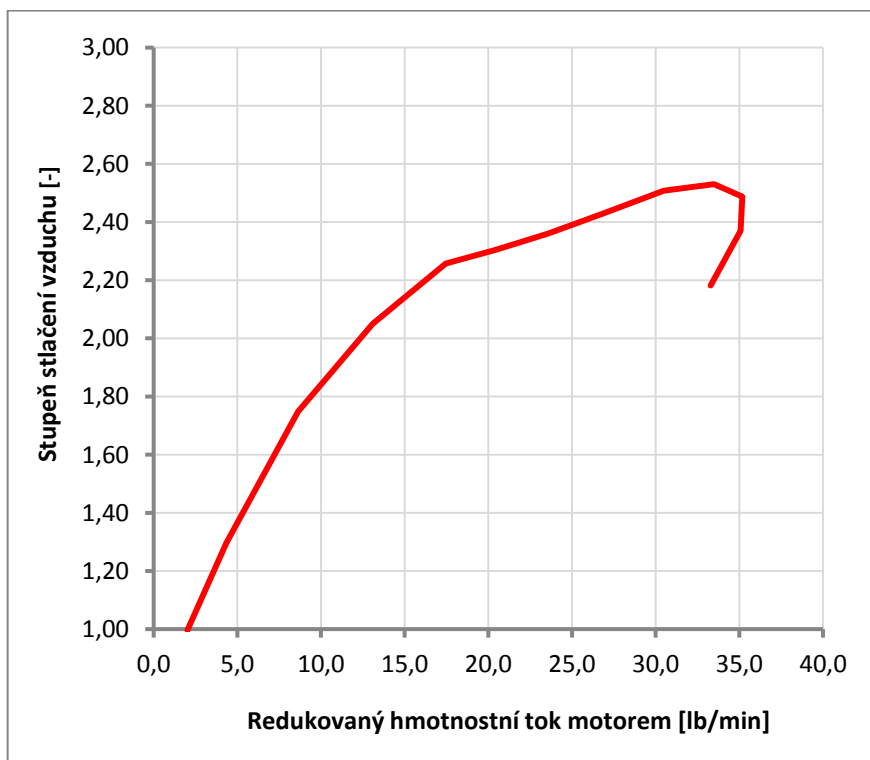
Otáčky [1/min]	$m_{k_{red}}$ [kg s ⁻¹]
1000	0,015
1500	0,033
2000	0,065
2500	0,099
3000	0,132
3500	0,154
4000	0,178
4500	0,203
5000	0,230
5500	0,253
6000	0,266
6500	0,265
7000	0,252



Graf 4.24 Redukovaný hmotnostní tok motorem

4.10.2. VÝSLEDNÉ HODNOTY PRO NÁVRH KOMPRESORU

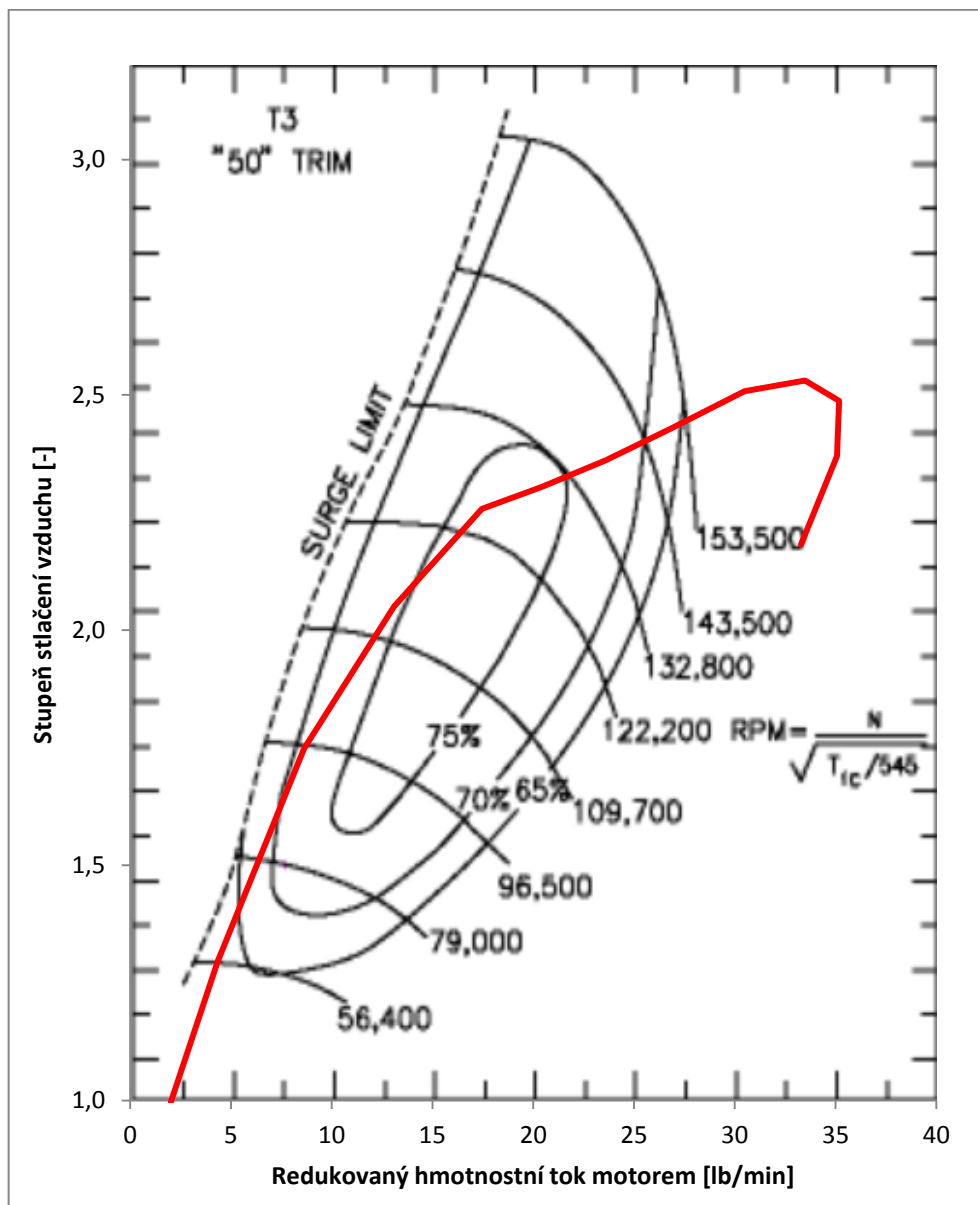
Protože je turbínová strana turbodmychadla vždy v souladu s kompresorovou, je tedy pro volbu nejpodstatnější následující závislost (graf 4.25). Další podstatný vliv je A/R poměr turbínového kola, kterému odpovídá různý hmotnostní průtok. Malým A/R poměrem se tak dá ovlivnit, jak rychle bude turbodmychadlo reagovat, ale na druhou stranu se může ve vysokých otáčkách „ucpat.“ Ne každé turbodmychadlo se dodává ve více variantách.



Graf 4.25 Závislost stupně stlačení na redukovaném hmotnostním toku

4.10.3. VOLBA VHODNÉHO TURBODMYCHADLA

Nejdříve promítnu závislost do mapy turbodmychadla Garrett TBO367, které se dodávalo v sériové variantě. Jak je vidět (Graf 2.26), turbodmychadlo zvládá dodávat vysoký tlak, ale pouze v nízkých otáčkách. Použití stávajícího turbodmychadla by tedy dovolilo potřebné zvýšení výkonu, ale pouze do otáček přibližně 4500 min^{-1} , kdy už se hřídel turbodmychadla točí maximálními otáčkami a nedokáže dodat více vzduchu.



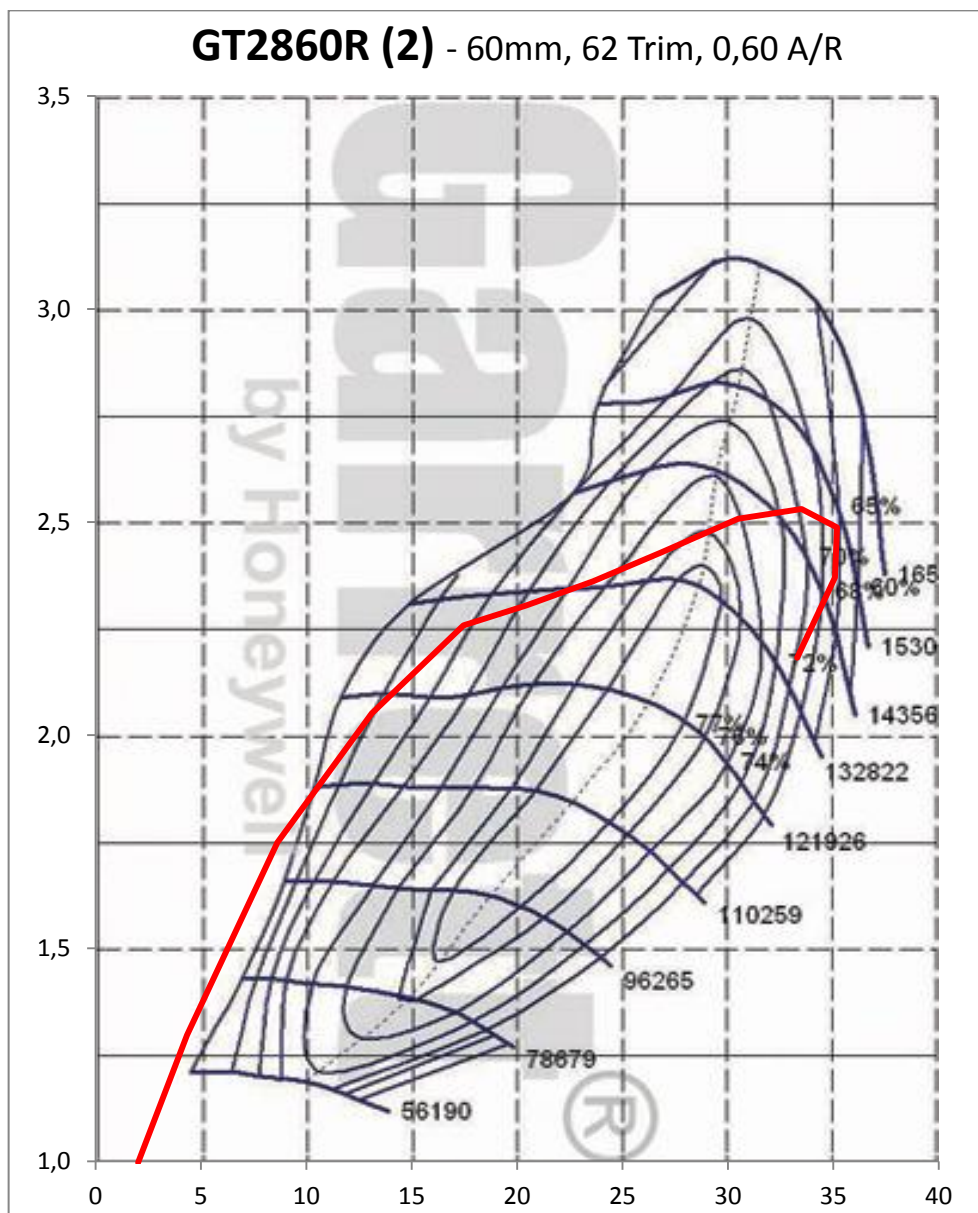
Graf 4.26 Promítnutí do charakteristiky turbodmychadla TBO367

Například holandská firma Squadratuning [35] nabízí tolik oblíbený chiptuning určený pro základní nastavení motoru. I v tomto případě točivý moment prudce klesá právě za hranicí $4500 - 5000 \text{ min}^{-1}$.

Pro naši aplikaci je tedy nutné zvolit nové turbodmychadlo. V příloze této diplomové práce (výpočet v programu Excel) jsem proložil závislost do patnácti turbodmychadel, ze kterých vyšly nejlépe dvě následující [36].



Na rozdíl od TBO367 nedokáže následující turbodmychadlo při nízkých hmotnostních tocích vzduch dostatečně stlačit a tak leží křivka závislosti až od 2500 min^{-1} uvnitř kompresorové mapy. Zato ve vysokých otáčkách má turbodmychadlo dostatečnou rezervu a tak by například i při použití horšího mezichladiče stlačeného vzduchu zvládalo dodat dostatečný tlak. Pro naši aplikaci není podstatné, že vypočtené body leží v nízkých otáčkách za mezí pumpování, protože laděním řídicí jednotky upravíme regulovaný tlak na nižší hodnoty, čímž samozřejmě nedosáhneme tak vysokého točivého momentu. V nejhorším případě dosáhneme hodnot přibližně sériové varianty.

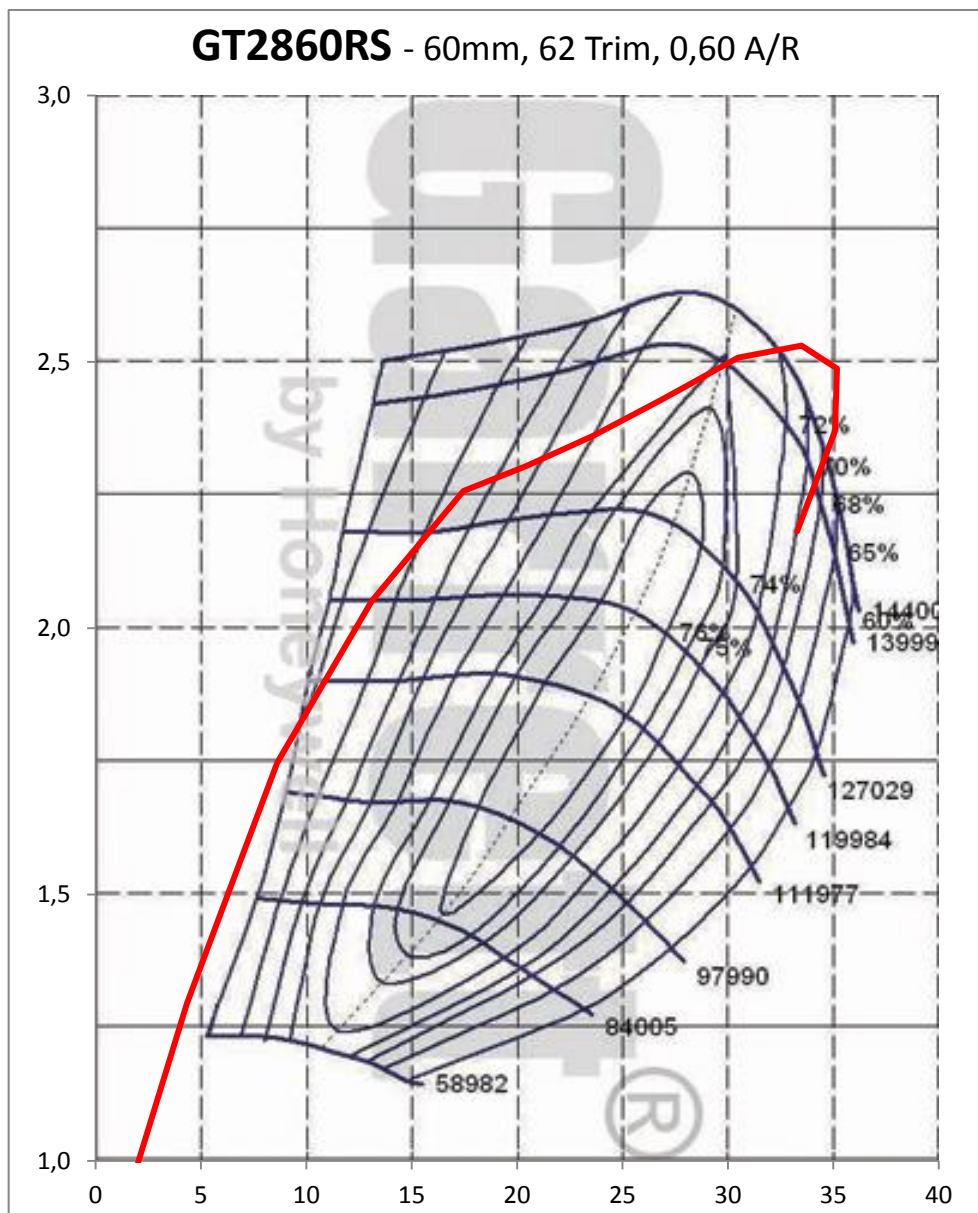


Graf 4.27 Promítnutí do charakteristiky turbodmychadla GT2860R

Turbodmychadlo GT2860R je dodáváno pouze s jednou variantou turbínové strany a tak není možné takto ovlivnit jeho „rozbíhavost.“ Neboli schopnost rychle zvýšit své otáčky při nižším redukováném hmotnostním toku.



Typ GT2860RS má stejný nedostatek v nízkých otáčkách, jako turbodmychadlo GT2860R. Ve středních otáčkách má pak větší rezervu, zato ve vysokých otáčkách (5500-6500 min⁻¹) leží body mimo mapu kompresoru. Úhlová rychlost turbodmychadla je z bezpečnostních důvodů omezena a tak by při použití tohoto turbodmychadla mohlo dojít k rapidnímu úbytku točivého momentu.

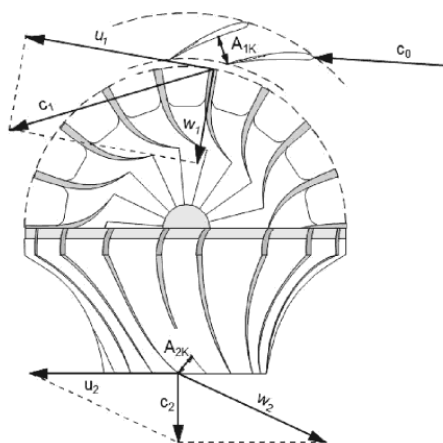


Graf 4.28 Promítnutí do charakteristiky turbodmychadla GT2860RS

Tento typ je dodáván se dvěma variantami turbínové strany, kdy použitím menšího A/R poměru můžeme docílit „živějšího“ motoru ve středních otáčkách a naopak. Volba vhodného A/R se hodnotí pomocí tzv. BSR (Blade speed ratio). Ten je dán vztahem:

$$\frac{u}{c_0} = \frac{\frac{\pi \cdot D_m}{60}}{\sqrt{2 \cdot \frac{\kappa'}{\kappa' - 1} \cdot R}} \cdot \frac{\frac{n}{\sqrt{T_3}}}{\sqrt{1 - \Pi_T^{\frac{\kappa' - 1}{\kappa'}}}} \quad (4.42)$$

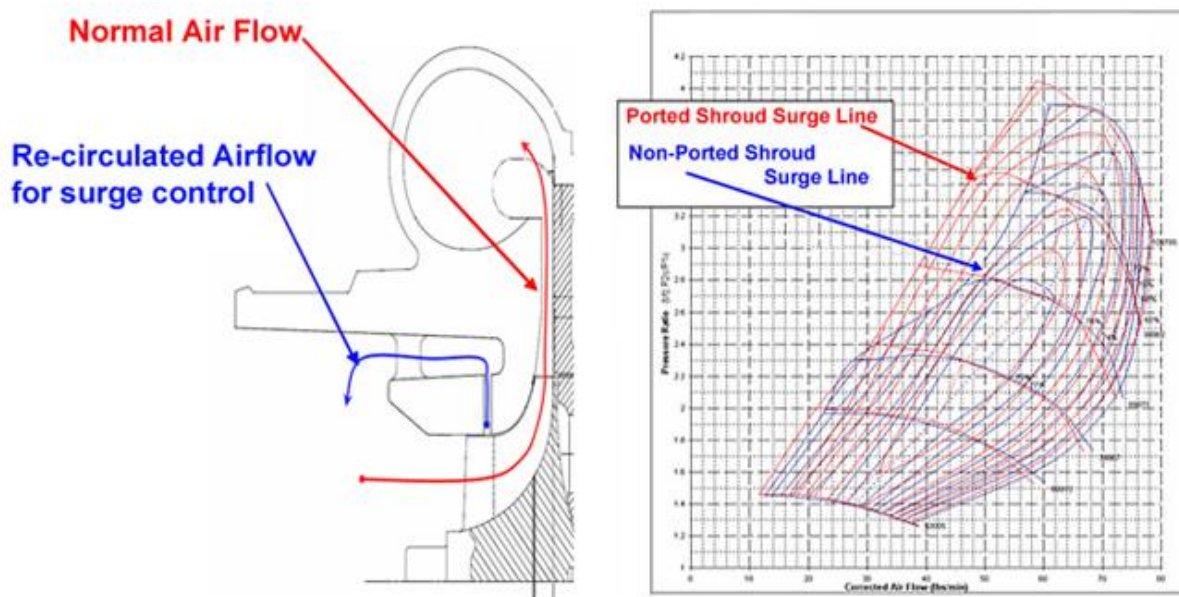
Tento součinitelem je podílem obvodové rychlosti na středním průměru turbíny a rychlosti vzduchu vstupujícího na turbínu. Kolik je jeho optimální hodnota určuje tvar lopatek. Každý výrobce si ale tyto údaje drží jako přísně tajné „know how“ a proto nemohu s tímto součinitelem nijak efektivně pracovat. Obecně vyjadřuje, jak je využita kinetická energie výfukových plynů.



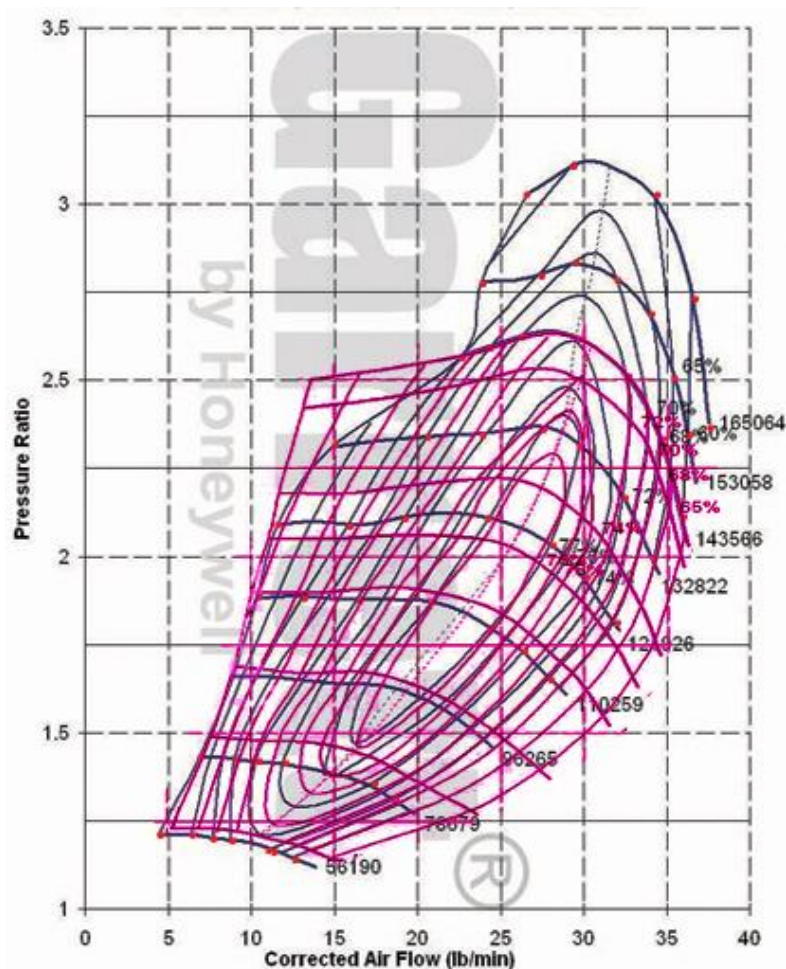
Obr. 4-4 Rozklad rychlostí turbínového kola [39]

V našem případě se tedy rozhodnu pro menší A/R poměr turbínové strany pro „živější“ chod motoru v nízkých otáčkách.

Ani skutečnost, že se v otáčkách okolo 6000 až 6500 za minutu pohybuje křivka až za mapou kompresoru, neznamená nevhodnou aplikaci typu GT2860RS. Z praxe totiž vím, že limit kompresorového kola je mnohem více a do této hodnoty otáček bylo pouze naměřeno. Co se týká turbínové strany, tak ta je dodávána i k ostatním kompresorovým kolům, které mají vyšší otáčky a proto zde také nejsem limitován na $144\,000\text{ min}^{-1}$. Situaci si je možné lépe představit při porovnání kompresorových map obou turbodmychadel. Konstrukčně se totiž tyto dvě kompresorové kola neliší, širší kompresorové mapy docílil výrobce využitím těla kompresoru s tzv. „ported shroud“.

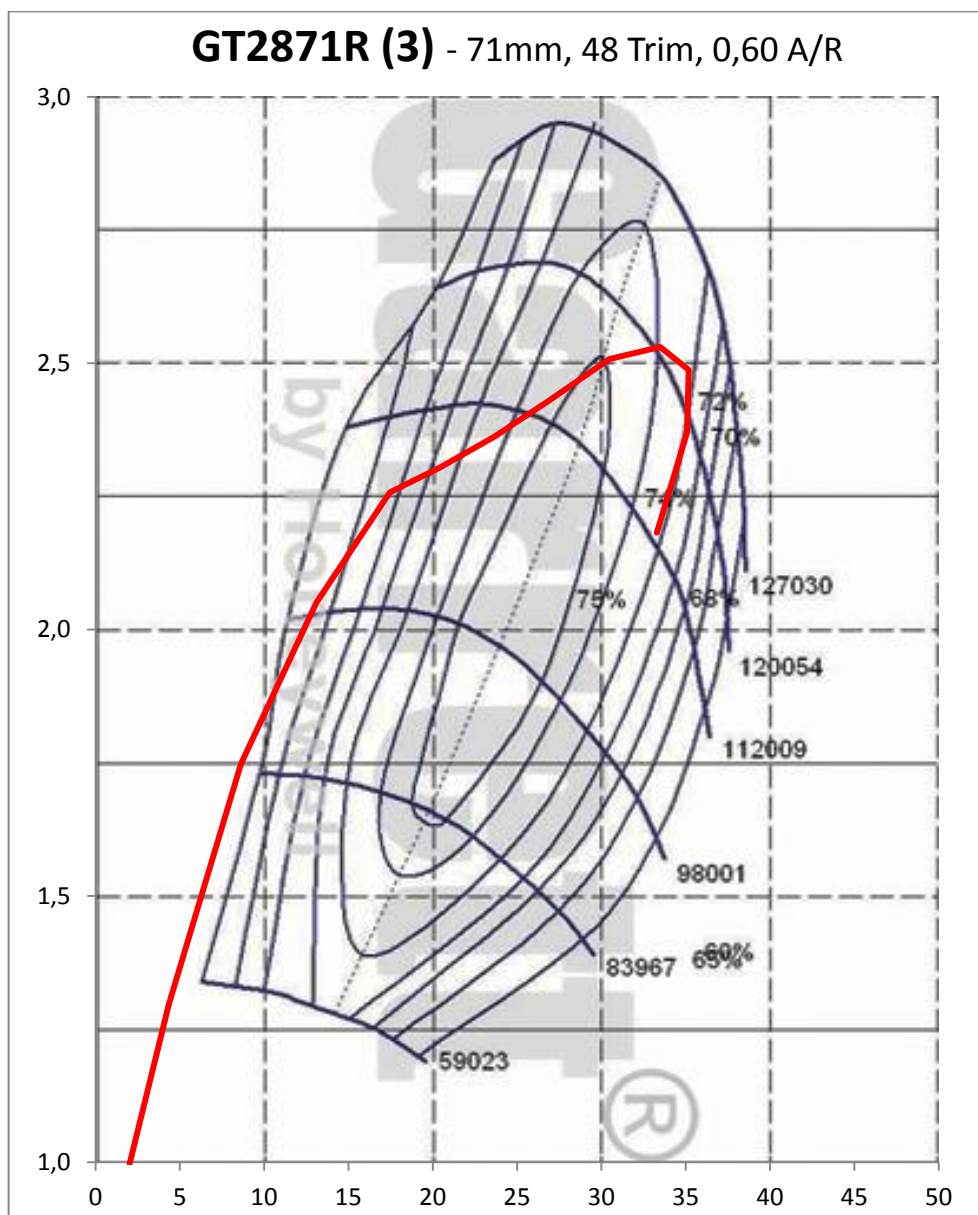


Obr. 4-5 Vysvětlení funkce „ported shroud“ [9]





Další vhodnou variantou může být typ GT2871R, který má již větší kompresorové kolo. To nepříznivě ovlivní prodlevu turbodmychadla, na druhou stranu má turbodmychadlo větší rezervu především ve vysokých otáčkách.



Graf 4.29 Promítnutí do charakteristiky turbodmychadla GT2871R

Pokud uvažujeme stejný A/R poměr turbínové strany, jsou charakteristiky turbínového kola stejné. Pokusím se proto spolupráci obou turbodmychadel simulovat pomocí software Lotus Engine Simulation.



5. STUDIE SPOLUPRÁCE MOTORU S TURBODMYCHADLEM

Ve své práci využívám softwaru Lotus Engine Simulation software, protože Ústav automobilního inženýrství vlastní licenci k jeho využití pro více válcové motory a oproti programům, jako je např. GT Power nebo Wave, obsahuje Lotus již doporučené hodnoty různých součinitelů, vzorců atd. Tyto hodnoty pro náš motor neznám a jejich určení by vyžadovalo experimentální měření, je právě to důvodem, proč i tato simulace bude pouze přiblížením skutečnosti.

5.1. LOTUS ENGINE SIMULATION

Samotný program zde neprobírám podrobně, protože jsou přehledně zpracované informace dostupné například ve zdroji [38]. Jako většina simulačních programů se i LES skládá z preprocesoru, ve kterém vytvořím vlastní model, z řešiče, který obsahuje vztahy pro numerické řešení modelu, a postprocesoru, kde lze jednoduše procházet získané výsledky. Z vlastní zkušenosti mohu potvrdit, že řešič samotný potřebuje daleko více času pro nalezení výsledku, nežli je tomu u programu GT Power a nenabízí ani tolik funkcí v postprocesoru.

5.1.1. ZADÁVÁNÍ DAT DO MODELU

Jako první jsem sestavil model nepřepřítňovaného motoru o sériových parametrech, abych si ověřil správnost a funkčnost tohoto modelu motoru. Poté jsem přidal turbodmychadlo a naposledy regulaci tlaku v podobě přepouštěcího ventilu turbíny. Protože jsou data turbín neveřejná, musel jsem mapy kompresorů přepsat do programu LES s určitou nepřesností z dostupných charakteristik na internetu. Co se týká turbíny, tak tu jsem byl nucen použít defaultního nastavení a proto bude hlavně výsledek regulace zkreslený. Průměr přepouštěcího ventilu volím 25 mm, protože neznám skutečný průměr GT2860RS. Na výsledné výkonnostní parametry to nebude mít vliv, může ale nastat situace, kdy by v případě malého průměru ventil nestíhal spaliny přepouštět. Moment setrvačnosti kol má vliv pouze na rychlost konvergence výsledku, zadávám tedy moment setrvačnosti podobných kol. Ostatní parametry jsem volil a zadával podobně jako ve zdroji [38].

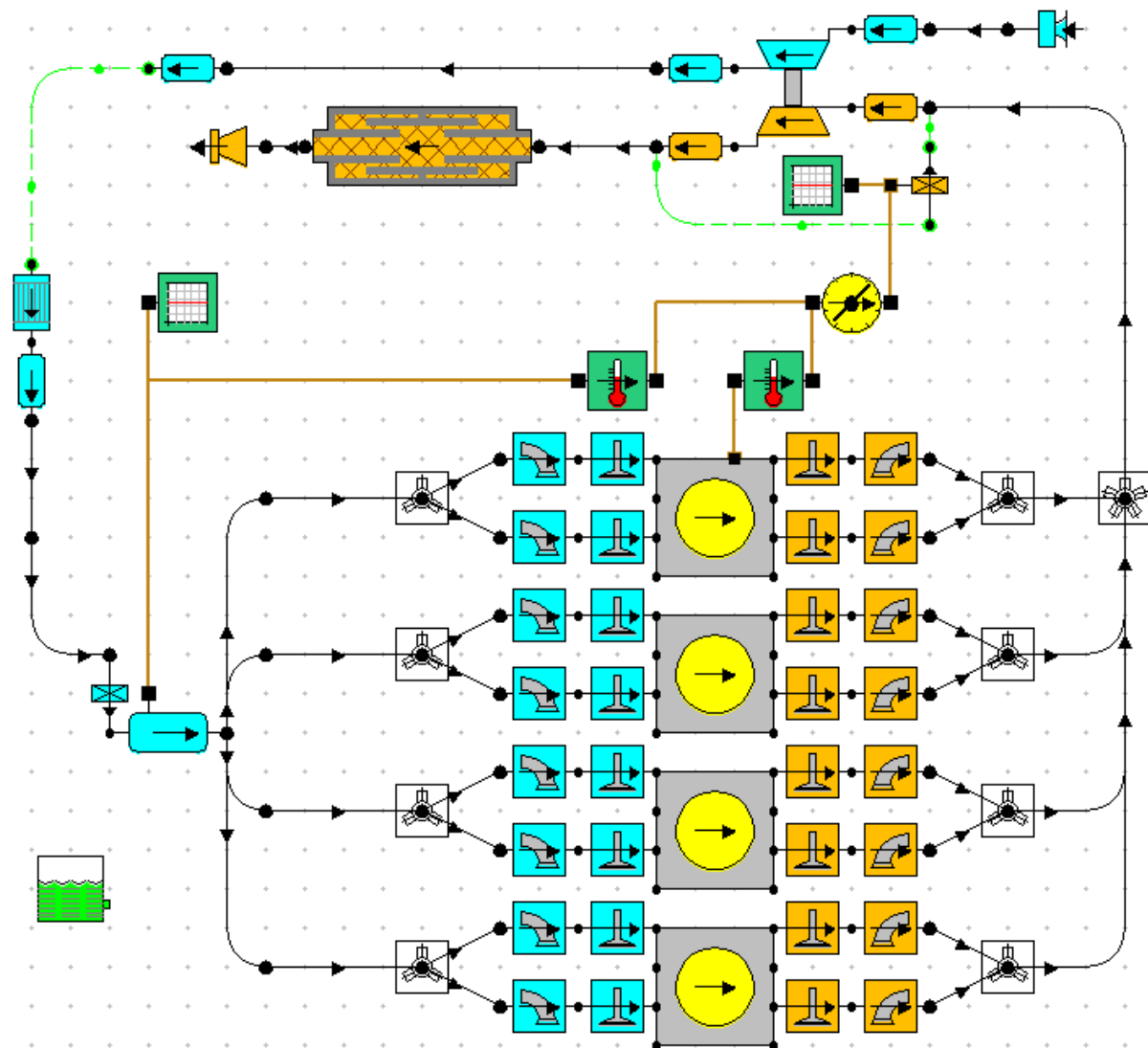
5.1.2. TESTOVACÍ PODMÍNKY

Pro sériovou variantu jsem nastavil 7 bodů testovacích podmínek a to v rozsahu 1000 až 7000 min^{-1} rovnoměrně odstupňovaných. V případě volby vhodného turbodmychadla jsem přidal bod při 2500 min^{-1} a maximum snížil na 6500 min^{-1} . Vstupní data v záložkách Heat-Phase a Heat-Period ponechávám v základním nastavení. V záložce paliva pak snižuji efektivitu hoření na 0.98 a poměr vzduchu k palivu na 0.99. Jako okrajové podmínky jsem nastavil tlak okolí 0,1 MPa, tlak za výfukem 0,11 MPa a teploty 25 °C. Poslední změna nastala při nastavení maximálního počtu cyklu simulace jednoho testovacího bodu. Pro atmosférický motor si bohatě vystačíme s 10 cykly, v mém případě jsem musel nastavit hodnotu až 45, aby výsledek konvergoval. Výsledek za konvergující jsem pak označil po 4 odpovídajících cyklech.

5.2. MODEL MOTORU PŘI SÉRIOVÉM NASTAVENÍ

Pro ověření, jak se můj model sériově nastaveného motoru blíží realitě, jsem provedl simulaci modelu, kde jsem zadal mapu kompresoru sériového turbodmychadla, parametry sériových vačkových hřídelí, plnicí tlak maximálně na 2,2 Baru absolutně a standardní sběrné výfukové potrubí. I takto bude výsledek zkreslen z důvodu velkého množství proměnných při

výpočtu termodynamických cyklů, které nejsme bez experimentálních měření na daném motoru schopni přesně definovat. I samotná hlava válců má například od původních majitelů broušené kanálky, což zlepšuje průtokový součinitel oproti sériové variantě. Vzhledem k tomu, že se po úpravě konstrukce motoru nijak zásadně nezměnila, schéma modelu zůstává stejné, měním pouze vlastnosti jednotlivých členů.

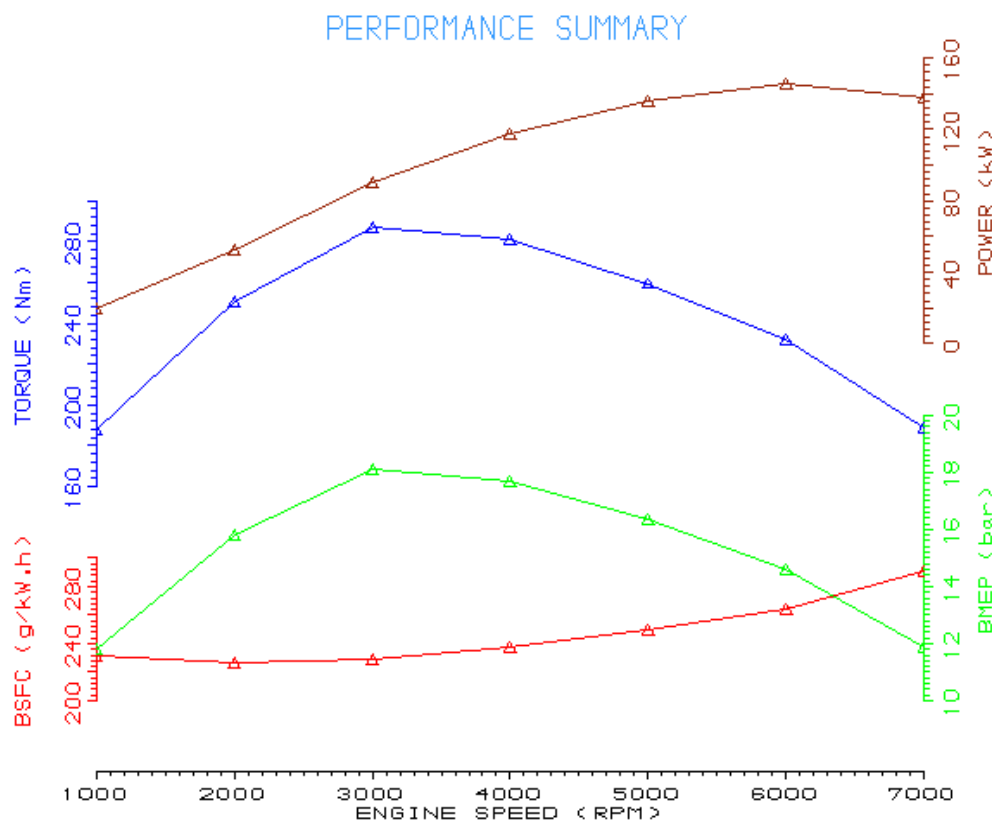


Obr. 5-1 Schéma modelu sériové varianty motoru v programu LES

5.2.1. VÝSLEDKY MODELU PŘI SÉRIOVÉM NASTAVENÍ MOTORU

Po odladění modelu jsem se dostal k výkonnostním parametrům sériového motoru, ale při nižších plnicích tlacích. To může být způsobeno mnoha faktory. Nepřesnost konstant použitých pro numerická řešení, základní nastavení turbínové strany turbodmychadla, nebo odchylky modelu od skutečného motoru (méně restrikcí v potrubí, celková geometrie...).

Výsledná vnější charakteristika je na Obr. 5-2 Jak je vidět, tak i při neklesajícím plnicím tlaku nám klesá střední efektivní tlak. Podstatný vliv na to má plnicí účinnost, což nám jasně napovídá, že výměnou vačkových hřídelí za hřídele s vyšším zdvihem si můžeme znatelně pomoci plnicí účinností zvýšit. Usuzuji tak i z praktického měření tlakových ztrát hlavy motoru při proudění vzduchu sedlem ventilu.



Obr. 5-2 Výsledky LES simulace sériového motoru

5.3. MODEL MOTORU PO ÚPRAVÁCH

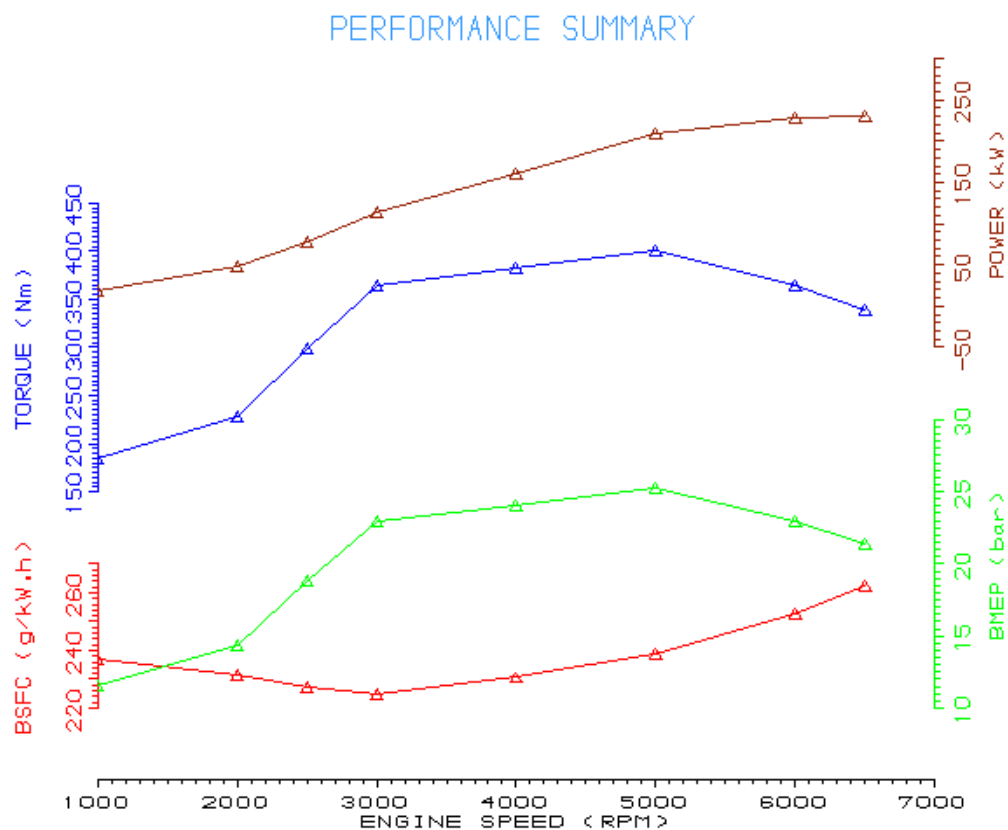
Po změně parametrů vačkových hřídelů a sběrného potrubí jsem postupně přepisoval mapu kompresoru, abych mohl porovnat výsledky všech tří turbodmychadel (viz. kapitola 4.10.3). Zde jsem narazil na problém malé průtočné plochy waste-gate regulace. Bylo zapotřebí ji zvýšit na 700mm^2 . Při simulacích jsem se pak blížil otevření málo přes 600mm^2 . V praxi tak hrozí nebezpečí, že interní přepouštěcí ventil nebude schopen regulovat plnicí tlak na námi požadovanou hodnotu. Turbodmychadla se dodávají pouze s jedinou variantou a to s přepouštěcím ventilem o průměru 25mm.

5.3.1. VÝSLEDKY MODELU MOTORU PO ÚPRAVÁCH

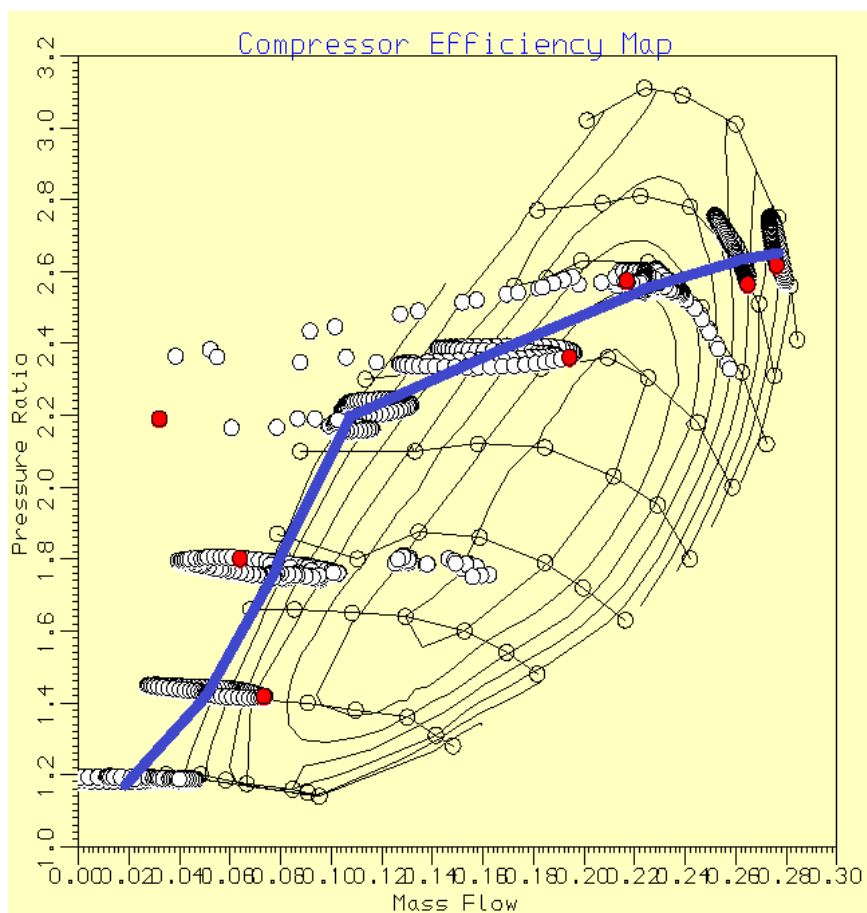
Výsledky simulace při zadání všech tří turbodmychadel se liší jen nepatrně. Je to dáno odlišnou kompresorovou mapou, na které se stejně pohybujeme pouze v omezeném prostoru díky regulaci plnicího tlaku, která je ve všech třech případech nastavena stejně. Na Obr. 5-3 uvádím proto výsledek pouze jedné varianty.

Mnohem podstatnější je pro nás vykreslení tzv. lug-line do kompresorových map. Ty uvádím všechny tři (Obr. 5-4 Obr. 5-5 Obr. 5-6 Charakteristická křivka je vykreslena na základě středních hodnot, vyjadřuje tedy ustálený stav.

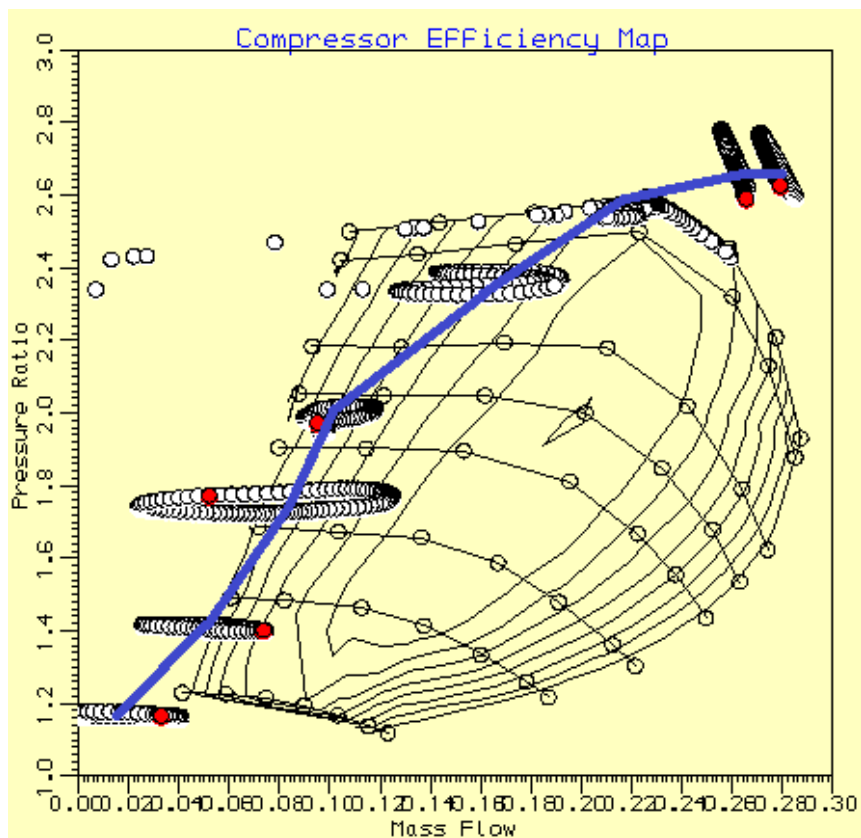
V případě GT2860R se pohybujeme až do 3000 min^{-1} na mezi pumpování, což nepříznivě ovlivňuje životnost turbodmychadla. U GT2860RS je situace lepší, ale dostáváme se až za mapu. Z vlastní zkušenosti vím, že k limitu kol je ještě určitý prostor, proto tuto variantu nezavrhnu. Mapu GT2871R pak nepřesáhneme, kompresorové kole je ale o to většího průměru. Pro naši aplikaci tedy volím turbodmychadlo GT2860RS.



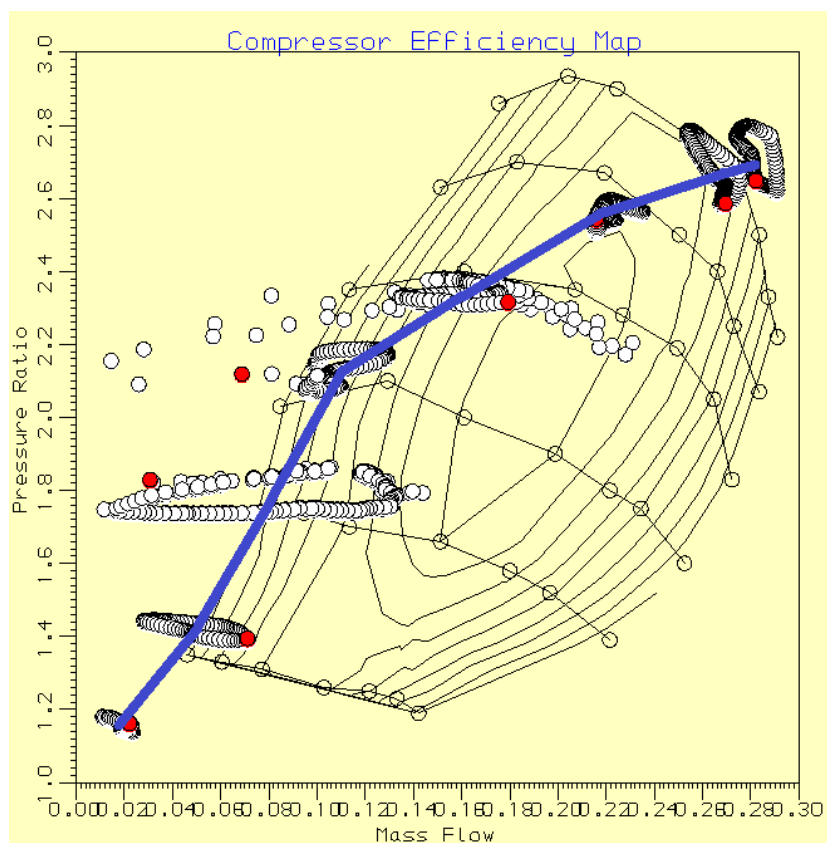
Obr. 5-3 Výsledek simulace při použití turbodmychadla GT2860R



Obr. 5-4 Kompresorová mapa GT2860R



Obr. 5-5 Kompresorová mapa GT2860RS



Obr. 5-6 Kompresorová mapa GT2871R



6. NAPROGRAMOVÁNÍ ŘÍDÍCÍ JEDNOTKY

V našem případě je motor po úpravě díky nestandardním dílům unikátní, je nutné přeprogramovat centrální řídicí jednotku (ECU). Nejčastěji se využívá ECU programovatelná, která je dodávána i s programovacím softwarem. Protože již standardní ECU motoru AR67203 dovoluje změnu všech pro nás podstatných hodnot, s majitelem jsme se rozhodli využít motorové brzdy a emulátoru zapojeného přímo do řídicí jednotky. Tímto způsobem lze za chodu motoru měnit hodnoty v paměti ECU. Po zjištění optimálních hodnot pak pomocí vypalovače zapíšeme nové nastavení na EPROM. Podstatnou nevýhodou je bohužel to, že neznáme korekční funkce řídicí jednotky, což může ladění podstatně ztížit.

6.1.1. POPIS MAP

Řídicí jednotka řídí motor podle předem stanoveného programu, který obsahuje i množství korekčních funkcí. Tento program ani funkce měnit s emulátorem nedokážeme, podstatné jsou pro nás hodnoty uložené v tzv. EPROM paměti. Následuje výčet jednotlivých map, které přímo ovlivňují výkonnostní parametry motoru. Ostatními se zde nezabývám. Uvádím hodnoty standardní EPROM motoru AR67203 roku výroby 1992-1993.

INJECTION MAP – vyjadřuje délku otevření vstřikovače v milisekundách a to v závislosti na tlaku v sacím traktu a otáčkách motoru.

Tab. 36 Injection map (standardní nastavení)

Injection – miliseconds (RPM vs. Air density/ bar)																
	770	900	1000	1200	1300	1599	1799	2001	2400	2798	3199	3803	4606	5403	5990	6510
2.10	15.27	15.27	15.27	15.27	15.27	15.27	16.36	16.36	16.87	17.26	17.13	17.32	17.32	17.32	17.32	17.32
1.86	12.90	12.90	12.90	12.90	12.90	15.08	15.08	14.25	14.82	14.89	17.32	17.32	17.26	17.06	16.36	
1.62	11.24	11.24	11.24	11.24	11.24	13.10	13.10	13.10	11.75	12.07	11.94	14.12	17.19	17.26	17.06	16.36
1.39	9.83	9.83	9.83	9.83	9.83	11.82	11.82	11.11	9.51	9.58	9.26	10.98	13.61	14.12	13.74	13.10
1.19	8.17	8.17	8.17	8.94	9.77	9.77	9.26	8.81	8.81	8.94	9.32	8.94	11.11	11.37	11.24	10.66
1.05	7.46	7.40	7.14	7.53	7.27	7.59	7.34	7.02	7.72	7.40	7.78	9.45	9.51	9.70	9.51	8.94
0.91	5.93	5.99	5.86	6.25	6.25	6.44	6.25	6.06	6.57	6.31	6.31	7.66	8.55	8.04	7.91	7.34
0.79	5.10	5.10	4.97	5.42	5.35	5.35	5.03	4.78	5.35	5.03	5.16	6.18	6.82	7.02	6.44	5.80
0.67	4.20	4.26	4.20	4.46	4.39	4.71	4.46	4.26	4.46	4.20	4.20	5.10	5.48	5.42	5.03	4.58
0.57	3.56	3.62	3.56	3.75	3.75	4.07	3.75	3.62	3.75	3.43	3.43	4.20	4.90	4.71	4.39	3.82
0.47	2.79	2.92	2.79	2.92	2.86	3.18	2.98	2.86	3.18	2.79	2.92	3.37	3.82	3.82	3.43	3.11
0.40	2.22	2.22	2.28	2.60	2.41	2.60	2.34	2.34	2.54	2.28	2.34	2.73	3.24	3.11	2.86	2.47
0.36	1.96	1.96	2.09	2.28	2.09	2.34	2.09	2.09	2.28	2.09	1.90	2.47	2.73	2.66	2.34	2.34
0.32	1.90	1.83	1.77	1.90	1.77	2.02	1.77	1.77	1.96	1.77	1.70	2.09	2.34	2.34	2.28	1.83
0.28	1.58	1.58	1.45	1.58	1.51	1.70	1.51	1.51	1.64	1.51	1.51	1.64	1.83	1.70	1.64	1.51
0.20	1.00	1.00	1.00	1.06	1.06	1.13	1.06	1.06	1.13	1.00	1.00	1.38	1.26	1.13	1.13	1.06

IGNITION MAP – v závislosti na tlaku v sání a otáčkách určuje předstih zážehu ve stupních

Tab. 37 Ignition map (standardní nastavení)

Ignition – degrees (RPM vs. Air density/bar)																
	699	900	1000	1199	1400	1599	1799	2099	2600	2897	3199	3803	4401	5193	5990	6510
2.10	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	5.00	5.00	7.00	6.50	6.00	6.00	6.00	11.00	14.00
1.86	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	7.00	7.00	9.00	8.50	8.00	9.50	11.00	16.00	19.00
1.62	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	9.00	9.00	11.00	11.00	11.00	12.00	13.50	18.00	21.00
1.19	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	12.00	14.75	19.50	22.00	22.00	19.00	15.00	18.50	22.00	24.00
0.91	17.00	17.00	17.00	17.00	17.00	18.75	22.50	25.50	28.50	29.50	30.50	30.50	28.25	28.25	28.25	28.25
0.67	20.00	20.00	20.00	21.00	24.00	25.50	26.50	29.00	32.25	33.50	34.25	34.25	32.25	32.25	32.25	32.25
0.47	12.00	12.00	14.00	14.00	14.00	14.00	20.00	24.00	32.00	39.25	38.25	36.25	36.25	32.00	32.00	32.00
0.36	12.00	12.00	14.00	14.00	14.00	14.00	20.00	24.00	32.00	39.25	39.25	39.25	39.25	32.25	32.25	32.25
0.28	12.00	12.00	14.00	14.00	14.00	14.00	20.00	24.00	32.00	39.25	39.25	39.25	39.25	32.25	32.25	32.25
0.20	12.00	12.00	14.00	14.00	14.00	14.00	20.00	24.00	32.00	39.25	39.25	39.25	39.25	32.25	32.25	32.25

Doba hoření směsi se při konstantním plnění a poměru λ konstantní. To je důvod, proč s rostoucími otáčkami zvyšujeme předstih zápalu. S klesajícím zatížením pak logicky směs ochuzujeme a roste podíl zbytkových plynů. Společně s klesající plnicí účinností to vede k nižší rychlosti hoření.



TURBO PRESSURE MAP - na základě otáček motoru a natočení škrtící určí tzv. duty cykle v procentech. 100% tedy znamená otevření solenoid ventilu po celou dobu otáčky motoru.

Tab. 38 Turbo preassure map (standartní nastavení)

Overboost - duty cycle % (RPM vs. TPS angle degrees)																
	400	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000	4400	4800	5200	5600	6000	6500
68.10	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	87.50	75.00	73.44	64.06	61.72	57.81	56.25	59.38	62.50	64.06	64.84
58.90	0.00	100.00	100.00	100.00	65.63	65.63	54.69	51.56	45.31	51.56	40.63	37.50	37.50	45.31	45.31	50.00
48.30	0.00	100.00	100.00	100.00	57.81	57.81	31.25	31.25	31.25	31.25	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
29.60	0.00	100.00	100.00	100.00	54.69	54.69	28.13	28.13	28.13	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

BOOST LIMITER - určuje tlak v sání kdy ECU odpojí zapalování a následně zpět zapojí.

Tab. 39 Boost limiter (standartní nastavení)

Boost limiter (Bar)																
	400	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000	4400	4800	5200	5600	6000	6500
Limit	0.91	0.91	0.91	0.91	1.05	1.41	1.41	1.50	1.50	1.50	1.18	1.12	1.09	1.09	1.09	1.09
Set	0.75	0.75	0.75	0.75	0.87	1.21	1.21	1.21	1.08	1.04	0.98	0.96	0.96	0.96	0.96	0.96

WIDE OPEN THROTTLE INJECTION ENRICHMENT MAP - Za předpokladu plného otevření škrtící klapky určuje v závislosti na otáčkách obohacení palivové směsi.

Tab. 40 WOT injection map (standartní nastavení)

WOT Injection enrichment																
RPM	699	900	1000	1199	1400	1599	1799	2099	2600	2897	3199	3803	4401	5193	5990	6510
	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	1.04	1.00	1.00	1.13	1.14	1.23	1.23	1.10	1.10	1.03	1.00

INJECTION TIMING MAP – v závislosti na otáčkách motoru určuje natočení klikového hřídele, kdy otevře vstřikovače

Tab. 41 Injection timing map (standartní nastavení)

Injection timing																
RPM	699	900	1000	1199	1400	1599	1799	2099	2600	2897	3199	3803	4401	5193	5990	6510
degrees	450.00	450.00	450.00	450.00	495.00	495.00	495.00	540.00	585.00	585.00	630.00	675.00	675.00	720.00	720.00	720.00

RPM LIMITER MAP - Vstupem jsou dvě hodnoty otáček - odpojení a zpětné nahození zapalování

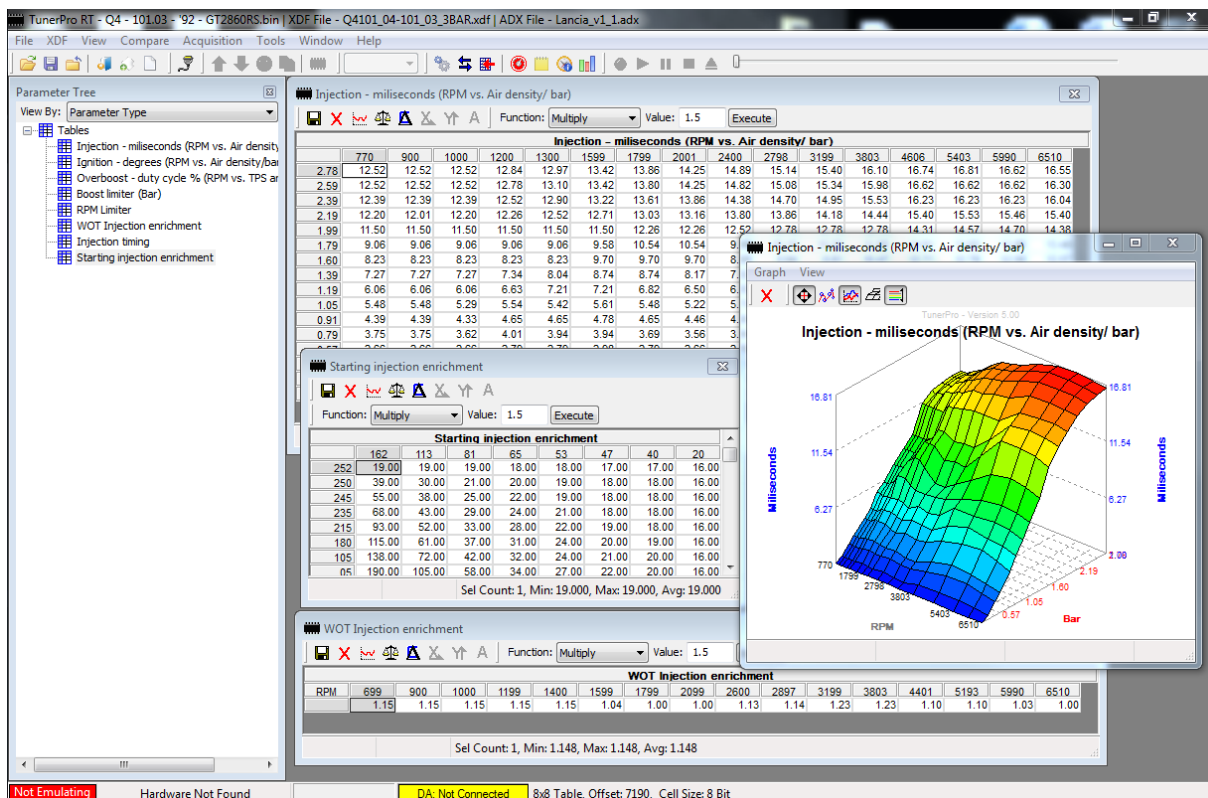
Tab. 42 RPM limiter (standartní nastavení)

RPM Limiter		
RPM	1	2
	6793	6602

6.1.2. TUNER PRO V5

Software je vyvíjen jako volně stažitelná platforma pro ladění řídicích jednotek [46]. Její základ je tvořen samotným programem, který na základě definičního souboru přepočítává hodnoty daných adres binárního souboru (samotný program EPROM čipu) z šestnáctkové soustavy na definovanou hodnotu (například tlak v barech). Základními předpoklady pro práci je tedy definiční a binární soubor. Z toho plyne výhoda i nevýhoda tohoto software. Definičním souborem lze dosáhnout univerzálního použití pro všechny dostupné řídicí jednotky využívající EPROM. Bohužel tyto definiční soubory nejsou výrobcem poskytovány a o jejich zhotovení se starají třetí strany, popř. „hobby“ ladiči. Na internetu jsou v různých diskuzích tyto soubory poskytovány k dispozici, je ale nutné ověřit jejich správnost.

Soubor hodnot neboli binární soubor pak jednoduše vyčteme z původního EPROM v řídicí jednotce nebo jej stáhneme z internetu, pokud je dostupný [46].



Obr. 6-1 Software TunerPro RT [46]

6.1.3. EMULÁTOR A ZAPISOVAČ

Ladění za chodu motoru zajistíme pomocí emulátoru zakoupeného pro tento účel. Je plně kompatibilní se softwarem TunerPro, pro nějž máme definiční i binární soubory. Disponuje i funkcí „data hitting“, díky níž vidíme, ze které adresy zrovna řídicí jednotka údaje čte. Emulátor je i po odpojení od PC funkční a řídicí jednotka bez problémů pracuje. V takovém případě by nebylo nutné ani zapisovače, kterým upravený binární soubor na nový čip vypálíme a vložíme do ECU. Zapisovač již ale není tak nákladné zařízení, proto jej jsme zakoupili, aby byl emulátor Ostrich 2.0 po ladění motoru k dispozici pro další aplikace.



Obr. 6-2 Zapisovač Burn 2 [45]



Obr. 6-3 Emulátor Ostrich 2.0 [45]

Program TunerPro plně podporuje i zapisovač, není teda zapotřebí jiného software pro zapisování na čip. Podmínkou je jen zapojení pouze jednoho z více uvedených zařízení.



6.1.4. PŘÍPRAVA VÝCHOZÍCH MAP

Aby byla řídicí jednotka schopná rozlišit dávku paliva i předstih ve vyšších tlacích, je potřeba posunout tzv. body zlomu standartní mapy k vyšším hodnotám. Mezi nimi pak ECU hodnoty interpoluje. Zohlednit musím také větší vstřikovače, proto celou mapu vstřikování procentuálně ponížuji. Jemnější doladění jednotky provedeme na brzdě. Přepočtené hodnoty jsou v Tab. 36 a Tab. 37

Tab. 43 Přepočtená mapa vstřikování

Injection – miliseconds (RPM vs. Air density/ bar)																
	770	900	1000	1200	1300	1599	1799	2001	2400	2798	3199	3803	4606	5403	5990	6510
2.78	12.52	12.52	12.52	12.84	12.97	13.42	13.86	14.25	14.89	15.14	15.40	16.10	16.74	16.81	16.62	16.55
2.59	12.52	12.52	12.52	12.78	13.10	13.42	13.80	14.25	14.82	15.08	15.34	15.98	16.62	16.62	16.62	16.30
2.39	12.39	12.39	12.39	12.52	12.90	13.22	13.61	13.86	14.38	14.70	14.95	15.53	16.23	16.23	16.23	16.04
2.19	12.20	12.01	12.20	12.26	12.52	12.71	13.03	13.16	13.80	13.86	14.18	14.44	15.40	15.53	15.46	15.40
1.99	11.50	11.50	11.50	11.50	11.50	11.50	12.26	12.26	12.52	12.78	12.78	12.78	14.31	14.57	14.70	14.38
1.79	9.06	9.06	9.06	9.06	9.06	9.58	10.54	10.54	9.96	10.15	10.22	11.50	13.61	13.93	13.86	13.48
1.60	8.23	8.23	8.23	8.23	8.23	9.70	9.70	9.70	8.68	8.94	8.81	10.47	12.71	12.78	12.58	12.07
1.39	7.27	7.27	7.27	7.34	8.04	8.74	8.74	8.17	7.02	7.08	7.78	8.68	10.02	10.47	10.15	9.70
1.19	6.06	6.06	6.06	6.63	7.21	7.21	6.82	6.50	6.50	6.63	6.89	7.46	8.17	8.42	8.30	7.91
1.05	5.48	5.48	5.29	5.54	5.42	5.61	5.48	5.22	5.74	5.48	5.74	6.95	7.02	7.21	7.02	6.63
0.91	4.39	4.39	4.33	4.65	4.65	4.78	4.65	4.46	4.84	4.71	4.71	5.67	6.31	5.99	5.86	5.48
0.79	3.75	3.75	3.62	4.01	3.94	3.94	3.69	3.56	3.94	3.69	3.82	4.58	5.03	5.22	4.78	4.26
0.57	2.66	2.66	2.66	2.79	2.79	2.98	2.79	2.66	2.79	2.54	2.54	3.11	3.62	3.50	3.24	2.86
0.47	2.09	2.15	2.09	2.15	2.15	2.34	2.22	2.15	2.34	2.09	2.15	2.47	2.86	2.86	2.54	2.28
0.32	1.38	1.38	1.32	1.38	1.32	1.51	1.32	1.32	1.45	1.32	1.26	1.58	1.70	1.70	1.64	1.38
0.20	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

Tab. 44 Přepočtená mapa předstihu

Ignition – degrees (RPM vs. Air density/bar)																
	699	900	1000	1199	1400	1599	1799	2099	2600	2897	3199	3803	4401	5193	5990	6510
2.59	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	4.00	4.00	5.50	5.25	5.00	5.00	5.00	7.00	8.50
2.39	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00	5.00	5.00	6.50	6.50	6.25	6.50	6.50	9.00	10.00
2.19	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	6.00	6.00	7.50	7.50	7.25	8.25	8.50	11.00	13.00
1.99	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00	7.00	7.00	8.50	8.25	8.00	9.00	9.50	14.00	16.00
1.79	6.75	6.75	6.75	6.75	6.75	6.75	6.75	7.75	7.75	9.75	9.50	9.25	10.25	11.75	16.50	19.50
1.60	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	8.00	9.00	9.00	11.00	11.00	11.00	12.00	13.50	18.00	21.00
1.19	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	10.00	12.00	14.75	19.50	22.00	22.00	19.00	15.00	18.50	22.00	24.00
0.79	18.50	18.50	18.50	19.00	21.00	22.50	24.00	27.75	30.00	31.00	32.00	32.00	30.00	30.00	30.00	30.00
0.47	12.00	12.00	14.00	14.00	14.00	14.00	20.00	24.00	32.00	39.25	38.25	36.25	36.25	32.00	32.00	32.00
0.20	12.00	12.00	14.00	14.00	14.00	14.00	20.00	24.00	32.00	39.25	39.25	39.25	39.25	32.25	32.25	32.25

6.1.5. VLASTNÍ LADĚNÍ MOTORU NA BRZDĚ

Ladění motoru jsme provedli v laboratoři Ústavu automobilního a dopravního inženýrství na Vysokém Učení Technickém v Brně. Ta je vybavena dynamometrem SuperFlow SF-902, který zvládá odebírat maximální točivý moment přes 1000Nm. Externě pak byla připojena chladicí věž vodního okruhu.

Po instalaci motoru na brzdu jsme ověřili samotné funkce software TunerPro a jeho spolupráci s emulátorem. Při kontrole bohatosti směsi a úpravě hodnot vstřikování jsme zjistili, že standartní řídicí jednotka obsahuje korekční funkce dostatečné na to, aby se velmi rychle přizpůsobila změně tlaku, popřípadě dávky paliva. Byli jsme tak schopni ovlivnit bohatost směsi až při navýšení vstřiku okolo 50%. I v tomto případě si jednotka bohatost směsi zkorigovala a uložila. I když nám to zabránilo jakékoli nastavení bohatosti, ve výsledku nám řídicí jednotka ušetřila práci, protože hodnoty korigovala podle našich představ. To znamená, že držela palivovou směs okolo $\lambda=1$ a při široce otevřené škrticí klapce (přibližně 70% a více) směs obohatila na $\lambda=0,8$.



Obr. 6-4 Zkušební stanoviště v laboratořích ÚADI

Dalším krokem bylo plné zatěžování motoru a postupné přidávání otáček, abychom nastavili správnou regulaci plnicího tlaku. Vyskytl se ale problém s tzv. Blow-off ventilem, který se sám otevíral při přetlaku 0,9 baru. I po seřízení na krajní hodnotu se samovolně



otevřel přibližně okolo přetlaku 1,3 baru. Proto jsme jen vyměnili za jiný, který svou funkci bez problémů plnil. Ani tak jsme nebyli schopni přeplnit více než 1,3 baru. Pokaždé při dosažení této hodnoty začalo palivo prohořívát až ve výfuku a motor se choval, jako by neměl dostatek paliva. Problém byl nakonec způsoben špatným definičním souborem softwaru TunerPro (není vyvíjen odborníky), který v mapě „Boost limiter“ udával přetlak 1,7 baru, kdy řídicí jednotka vypne zapalování. Ve skutečnosti byl špatný přepočet a v šestnáctkové soustavě byla ukryta hodnota přetlaku 1,3 baru. Protože jsme na dynamometru měli plnicí přetlak relativně pod kontrolou, navýšil jsem hodnoty mapy „Boost limiter“ na maximum. Tak jsme byli schopni dosáhnout vyšších hodnot i za použití nesprávného definičního souboru. Zbývalo tedy jen nastavit mapu „Duty cycle“ pierburg ventilu, který ovládá waste-gate regulaci.

Jak se ukázalo, námi požadovaný plnicí tlak jsme nastavit nedokázali. Po opakovaném pokusu méně předeplnit pružinu přepouštěcího ventilu se i s plně otevřeným ventilem tlak stále zvyšoval nad náš požadavek. Docházelo k tomu při otáčkách nad 4000 min⁻¹. Proto tuto skutečnost přisuzuji malému průměru přepouštěcího ventilu, ve kterém docházelo ke škrcení a hmotnostní tok se nezvyšoval ani při rostoucím tlakovém spádu. Potvrdili se tak výsledky simulace v LES. Ladění našeho motoru jsme pro to ukončili. Bez proměření kompletní vnější otáčkové charakteristiky uvádím pouze několik málo zaznamenaných výsledků z měření.

Tab. 45 Naměřené hodnoty při ladění motoru

Otáčky [min ⁻¹]	Točivý moment [Nm]	Výkon [kW]	Tlak v sání [kPa]	λ [-]
2000	183.7	39.2	30.3	0.94
2250	203.4	48.1	46.8	0.96
2500	321.4	87.4	111.0	0.83
2750	361.1	104.0	128.7	0.82
3000	364.6	114.8	126.0	0.80
3250	373.5	126.1	120.2	0.82
3500	362.1	132.5	119.1	0.82
3750	361.5	141.6	121.5	0.83
4000	370.3	154.5	117.3	0.86
4250	378.6	168.7	129.1	0.91

Řešením naší situace je použití externího waste-gate buďto ve spolupráci s interním, Externí by v takovém případě byl nastaven pouze jako pojišťovací na určitý tlak a přesnější regulaci bychom provedli jako doposud interním waste-gate, nebo můžeme interní na pevno blokovat a využít pouze externího, řízeného řídicí jednotkou. První varianta má nevýhodu ve složitějším nastavení spolupráce obou ventilů a ve volbě průměru druhého externího ventilu. Dle simulací je totiž potřeba 650 mm² průtočné plochy z čehož 450 mm² pokryje interní ventil o průměru 24mm. Druhý přepouštěcí ventil by měl být tedy o průměru necelých 20mm.

Jako mnohem jednodušší řešení se jeví varianta druhá. Přepouštěcí ventil by tak měl mít průměr alespoň 30mm a byl by přímo ovládán řídicí jednotkou. Nevýhodu oproti internímu



řešení najdeme jen ve větším zástavbovém prostoru. Jako výhoda se naopak uvádí možnost navedení výfukových plynů zpět do výfuku mnohem dál za turbínou, což zlepšuje její výkon.



Obr. 6-5 Externí waste gate regulátor tlaku [47]

Protože se externí waste-gate regulátory dodávají s otvory o velikosti 38mm a výše, přikláníme se s majitelem k druhé variantě. Vzhledem k termínu dokončení této práce již nebude možné obsáhnout konečné výsledky za použití externí regulace tlaku. Stejně tak konstrukční řešení mezichladiče stlačeného vzduchu a ostřík vodní párou jsou předmětem dalšího zkoumání.



ZÁVĚR

Po rozboru možných konstrukčních úprav motoru AR67203 jsem provedl návrh úprav, které výrazně přispějí ke zvýšení výkonnostních parametrů. Z praktického měření tlakových ztrát při proudění vzduchu v sedlech ventilů hlavy válců vyšlo najevo, že je stále velký potenciál zmařen nízkým zdvihem ventilů. Proto došlo k výměně vačkových hřídelů, čímž se změnilo nepatrně i jejich časování. Jako zbytečné se po teoretické stránce ukázalo odpojení vyvažovacích hřídelů, které pro naši aplikaci odebírají pouze nepatrný výkon. Nezanedbatelný přínos přineslo i výfukové sběrné potrubí o ekvivalentních délkách. Do palivové soustavy jsme zasáhli výměnou vstřikovacích ventilů a regulátoru tlaku paliva. Zapalování bylo ponecháno sériové, pouze svíčky využíváme typu NGK B8EGV určené k závodním účelům. Chlazení nasávaného vzduchu je předmětem dalšího zkoumání, na dynamometru jsme využili předimenzovaného mezichladiče. Pokud nenastanou problémy s detonačním spalováním, bude zachováno palivo s oktanovým číslem 95. Maximální otáčky motoru ponechávám na standartních 6793 min^{-1} . Způsob přeplňování jsem zvolil opět pouze jedním turbodmychadlem, jehož volbu jsem podložil teoretickým výpočtem i simulacemi v programu Lotus Engine Simulation.

Abych znal co nejvíce přesných dat pro volbu turbodmychadla, provedl jsem v laboratoři měření profukem. Získal jsem tak hodnoty tlakových ztrát ve filtru sání, mezichladiči stlačeného vzduchu a průtokové součinitele v sedlech kanálů hlavy válců. Výsledky jsem poté vyhodnotil a využil při výpočtu i simulacích.

Z mnoha posuzovaných turbodmychadel jsem v simulacích prověřil tři vybrané a to: GT2860R, GT2860RS, GT2871R. Pro cíl, který majitel požaduje, se nejvhodněji jeví typ GT2860RS, přestože se od otáček 5500 min^{-1} pohybujeme již za mapou kompresoru. Z vlastní zkušenosti vím, že limit kol se pohybuje výš a proto existuje stále jakási rezerva. Pokud bychom se ale rozhodli docílit vyššího točivého momentu ve vysokých otáčkách, nežli bylo zamýšleno, bude potřeba použít větší kompresorovou stranu turbodmychadla. Simulace již napověděly, že by mohl vzniknout problém v malém průměru přepouštěcího ventilu turbodmychadla. Vzhledem k jisté nepřesnosti simulací a pouze jedné variantě ventilu, se kterým se dané turbodmychadlo vyrábí, jsem předpokládal, že bude ventil dostatečně dimenzován již z výroby.

Svou práci jsem chtěl podložit praktickým měřením na dynamometru a kompletní vnější výkonnostní otáčkovou charakteristikou, což se mi ne zcela podařilo. Řídící jednotka do námi zadaných hodnot zasahuje korekčními funkcemi, které nedokážeme ovlivnit. Přesto hodnoty korigovala podle našich představ. Po odstranění závad s Blow-off ventilem a špatně definovanou tabulkou omezovače plnicího tlaku se projevil vliv malé průtočné plochy přepouštěcího ventilu. Nebyli jsme tedy schopni regulovat plnicí tlak turbodmychadla od otáček motoru vyšších než 4000 min^{-1} . Uvádím tedy pouze několik málo naměřených hodnot, které potvrzují, že jsme schopni dosáhnout točivého momentu přibližně 360 Nm při plnění vzduchem o přetlaku 1,3 baru a to již od otáček 2700 min^{-1} . Výsledek simulace od praktického výsledku se tedy liší. A to především v plnicím tlaku, který je potřebný pro dosažení požadovaného točivého momentu.

Závěrem mohu konstatovat, že všechny body zadání jsem splnil. Předmětem dalšího zkoumání přesto zůstává návrh správného externího waste-gate a nestandardního mezichladiče vzduchu. Motor poté podrobíme další zkoušce na dynamometru, kde přesně nastavíme plnicí tlak a na závěr proměříme výslednou vnější výkonnostní otáčkovou charakteristiku.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MISÁREK, Dušan. *Turbokompresory*. 1. vydání. Praha: SNTL, 1963. 232 s., 63/III-4-B3.
- [2] MACEK, Jan; KLIMENT, Vladimír. *Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory: Přepřínování spalovacích motorů*. Praha: ČVUT, 2006. 206.
- [3] *The new 2012 BMW M5 – the engine* [online] 2011 [cit. 2012-04-25]. Dostupné z WWW: <<http://www.inautonews.com/2012-bmw-m5-engine>>.
- [4] HOFMAN, Karel. *Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory: Přepřínování spalovacích motorů*. 2., nezměněné. Praha: SNTL, 1985. 135 s. 411-33604
- [5] ŠTĚPÁN, David. *Zvýšení pružnosti motoru Ford 1.6i Zetec-E*. [s.l.], 2004. 99 s. Diplomová práce. VUT, FSI, UDT.
- [6] Alfa Romeo. *155 Q4 repair manual – supplement for 155Q4*, PA4736B14x4000, 1991.
- [7] Turbo By Garrett [online]. 2006. [cit. 2012-02-05] *Turbo Tech 101 (Basic)*. Dostupné z WWW: <http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/tech_center/turbo_tech101.html>.
- [8] Turbo By Garrett [online]. 2006. [cit. 2012-02-05] *Turbo Tech 102 (Advance)*. Dostupné z WWW: http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/tech_center/turbo_tech102.html
- [9] Turbo By Garrett [online]. 2006. [cit. 2012-02-05] *Turbo Tech 103 (Expert)*. Dostupné z WWW: <http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/tech_center/turbo_tech103.html>.
- [10] SOŠ a SOU Kyjov [online]. 2008 [cit. 2012-03-20]. *Studovna - přepřínování*. Dostupné z WWW: <<http://www.sossoukyjov.cz/studovna/obor.php?id=4>>.
- [11] *Getting Started Using Lotus Engine Simulation*. Version 5.05. [s.l.] : [s.n.], 2001. 172 s.
- [12] *Alfa Romeo 155 foto* [online]. 2012. [cit. 2011-10-26] Dostupné z WWW: <<http://autobazar.hyperinzerce.cz>>.
- [13] *Alfa Romeo 155 funsite* [online]. 2004 [cit. 2011-11-06] Dostupné z WWW: <<http://www.cloverleaf4.co.uk>>.
- [14] *Pressure-Wave Superchargers* [online]. 2007 [cit. 2011-11-10] Dostupné z WWW: <<http://imagineauto.wordpress.com/2007/09/25/pressure-wave-superchargers/>>.
- [15] *Malý přehled dmychadel* [online]. 2003 [cit. 2011-11-10] Dostupné z WWW: <<http://www.tuning.cz/a363:maly-prehled-dmychadel/>>.
- [16] *G-dmychadlo* [online]. 2006 [cit. 2011-11-10] Dostupné z WWW: <<http://news.autoroad.cz/nezarazeno/12971-asdf/>>.
- [17] *Engine Performance Parts for the Mazda Millennia* [online]. 2009 [cit. 2011-12-15] Dostupné z WWW: <<http://www.superchargerperformance.com>>.



- [18] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Londýn: College of North West London, ISBN: 1-56091-734-2. 794 s.
- [19] *Mazda – motory Skyactiv* [online]. 2010 [cit. 2011-12-15] Dostupné z WWW: <<http://www.auto.cz/mazda-skyactive-52325>>.
- [20] *Audi A6 Avant 3,0 Bi-TDI* [online]. 2011 [cit. 2011-12-17] Dostupné z WWW: <<http://www.auto.cz/audi-a6-avant-3-0-bi-tdi-230-kw-prvni-jizdni-dojmy-60594>>.
- [21] *Modely Alfa Romeo* [online]. 2009 [cit. 2011-12-17] Fun-club Alfa Romeo. [cit. 2011-12-15] Dostupné z WWW: <<http://www.alfisti.cz/index.php?link=cuore-modely-pod-kridly-fiatu>>.
- [22] Alfa Romeo. *155Q4 Brochure* [online]. 1993 [cit. 2011-12-18] Dostupné z WWW: <<http://berlinasportivo.com/magazine/alfa/brochure1.pdf>>.
- [23] *New Generation of Four-Cylinder Diesel Engines* [online]. 2004 [cit. 2011-12-20] Dostupné z WWW: <<http://www.freerepublic.com/focus/f-news/2000031/posts>>.
- [24] HOFMAN, Karel. *Alternativní pohony*. Brno, 74 s. Učební text. VUT, FSI.
- [25] SuperFlow Technologies, *Flowbench Operator Manual*. DOC ID: MN0022CS01.
- [26] *Nejistoty měření*. Učební text. Praha, ČVUT, 10 s. [online] 2010 [cit. 2012-01-16] Dostupné z WWW: <www.fs.cvut.cz/tem/nejistoty/nejistoty1.pdf>
- [27] Kolektiv VÚNM a ČKD. *Naftové motory čtyřdobé*, 1. díl. 2. Vydání. Praha: SNTL, 1963. 232 s., 04-274-62
- [28] GSCHEIDLE, Rolf a kol. *Příručka pro automechanika*. 2. Upravené vydání. Praha: Sobotáles, 2002., 637 s. ISBN 80-85920-83-2.
- [29] SuperFlow Technologies, domovská stránka [online]. 2011 [cit. 2012-02-03] Dostupné z WWW: <<http://www.superflow.com/Flowbenches/sf260.html>>
- [30] *Nejlepší nový motor roku 2010: 1.4 T MultiAir od Fiat Powertrain* [online]. 2010 [cit. 2012-02-04] Dostupné z WWW: <<http://www.autanet.cz/autonews-nejlepsi-novy-motor-roku-2010-1-4-t-multi-air-od-fiat-powertrain-991>>
- [31] *Teorie motoru 5*. Škoda Techweb [online]. 2004 [cit. 2012-02-10] Dostupné z WWW: <<http://skoda.panda.cz/clanek.php3?id=433>>
- [32] ADÁMEK, L. *Single cylinder SI engine for Formula Student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 102 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.
- [33] *The World's Biggest Intercooler Comparison*. [online]. 2003 [cit. 2012-02-10] Dostupné z WWW: <http://autospeed.com/cms/title_The-Worlds-Biggest-Intercooler-Comparison-Part-Two/A_1946/article.html>
- [34] BEROUN, Stanislav. *Vozidlové motory*. Technická univerzita v Liberci. 108 s.



- [35] Squadratuning, *Alfa Romeo 155Q4 Chiptuning*, [online]. 2012 [cit. 2012-03-02] Dostupné z WWW: <<http://www.squadra-tuning.nl/autos/categorie/46/auto/31.html>>
- [36] Turbo By Garrett [online]. 2012 [cit. 2012-03-02] *Garrett Performance Turbochargers*. [cit. 2011-12-15] Dostupné z WWW: <<http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbochargers>>
- [37] ČECH, J. *Záběh nového motoru*. Škoda Techweb [online]. 2004 [cit. 2011-12-15] Dostupné z WWW: <<http://skoda.panda.cz/clanek.php3?id=412>>
- [38] HÁJEK, D. *Zvýšení pružnosti motoru přeplňováním*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 81 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.
- [39] MERKER, G., SCHWARZ, Ch., STIESCH, G., OTTO, F. *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. 5. vydání. Gabler Wissenschaftsverlage, 2011, 823s. ISBN 38-34813-93-1.
- [40] AWE Tuning Facility Tour [online]. 2012 [cit. 2012-03-17] Dostupné z WWW: <<http://www.awe-tuning.com/gallery/detail/awe-facility-tour/>>
- [41] MANIFOLD STAINLESS STEEL 310S, Manova – Italy. [online] 2008 [cit. 2012-3-19] Dostupné z WWW: <http://www.supersprint.com/en/prod_z-p-7459.aspx>
- [42] Cherry Bomb Vortex Silencer. [online] 2012 [cit. 2012-04-27] Dostupné z WWW: <http://www.cherrybomb.com/Catalog/vortex_center_-_dual_4_x_10_oval/vortex-88112.aspx>
- [43] MagnaFlow universal mufflers. [online] 2012 [cit. 2012-04-27] Dostupné z WWW: <<http://www.magnaflow.com/02product/02muffler.asp>>
- [44] BERAN, M. *Optimalizace provozních režimů zážehového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.
- [45] Moates Tuning Hardware [online]. 1999-2012 [cit. 2012-05-01] Dostupné z WWW: <www.moates.net>
- [46] TunerPro, Advanced Automobile Tuning Software [online]. 2002-2011 [cit. 2012-05-01] Dostupné z WWW: <<http://www.tunerpro.net/>>
- [47] Internetový obchod High Performance Parts [online]. 2012 [cit. 2012-05-11] Dostupné z WWW: <<http://www.highperformanceparts.cz>>
- [48] ANDRYS, M. *Optimalizace výfukového potrubí přeplňovaného zážehového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 67 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

c_f	[-]	Koeficient průtoku vzduchu ventilem
$c_{p,sp}$	[J/kg.K]	Měrná tepelná kapacita spalin
$c_{p,vz}$	[J/kg.K]	Měrná tepelná kapacita vzduchu
d_{vs}	[mm]	Průměr sacích kanálů
d_{vf}	[mm]	Průměr výfukových kanálů
i_n	[-]	Hodnota otáček
k	[-]	Poissonova konstanta
m'_z	[kg]	Specifická efektivní spotřeba vzduchu
$m_{e\text{ teor}}$	[g/kW.hod]	Teoretická měrná efektivní spotřeba paliva
m_{Kred}	[kg/s]	Redukovaný hmotnostní tok vzduchu kompresorem
m_{vz}	[kg]	Hmotnost nasátého vzduchu
$m_{vz\text{ teor}}$	[kg]	Hmotnost teoreticky nasátého
m_z	[kg/s]	Hmotnostní tok vzduchu motorem
n_1	[-]	Exponent polytropy při kompresi
n_2	[-]	Exponent polytropy při expanzi
n	[min ⁻¹]	Otáčky motoru
n_{Mtmax}	[min ⁻¹]	Otáčky maximálního točivého momentu motoru
n_{Pemax}	[min ⁻¹]	Otáčky maximálního výkonu motoru
n_{pol}	[-]	Exponent polytropy při stlačování vzduchu v kompresoru
n_v	[-]	Počet válců motoru
p_{0K}	[Pa]	Tlak před kompresorem
p_{1z}	[Pa]	Skutečný tlak na konci sání
$p_{1z\text{ max}}$	[Pa]	Teoretický maximální tlak na počátku komprese
p_2	[Pa]	Tlak na začátku hoření směsi
$p_{2K,potr}$	[Pa]	Potřebný plnicí tlak za kompresorem
p_{2Kreg}	[Pa]	Regulovaný plnicí tlak za kompresorem
p_3	[Pa]	Tlak na konci hoření směsi
p_{ch}	[Pa]	Tlakové ztráty v mezichladiči
$p_{e\text{ teor}}$	[Pa]	Teoretický efektivní tlak
p_i	[Pa]	Střední indikovaný tlak motoru
p_{okoli}	[Pa]	Atmosférický tlak
p_{pl}	[Pa]	Skutečný plnicí tlak
p_{rez}	[Pa]	Předpokládaný tlak zbytkových plynů
p_s	[Pa]	Tlakové ztráty ve filtru sání
p_{zt}	[Pa]	Ztrátový tlak na píst vlivem mechanických ztrát
r	[J/kg.K]	Plynová konstanta vzduchu
r'	[J/kg.K]	Plynová konstanta spalin
r_k	[mm]	Rameno kliky klikového hřídele
t_{okoli}	[°C]	Atmosférická teplota
t_{pl}	[°C]	Požadovaná teplota nasávaného vzduchu za mezichladičem
u_A	[-]	Standartní nejistota typu A



v	[m/s]	Rychlost
x_{in}	[-]	Tlaková účinnost proudění v sedle ventilu
z_{vs}	[mm]	Zdvih sacích kanálů
z_{vf}	[mm]	Zdvih výfukových kanálů
C	[mol/kg]	Molární množství uhlíku v použitém palivu
D	[mm]	Vrtání (průměr) válce
I	[kg m ²]	Moment setrvačnosti
H	[mol/kg]	Molární množství vodíku v použitém palivu
H_u	[J/kg]	Výhřevnost paliva
L_{oj}	[mm]	Délka ojnice
M_k	[Nm]	Točivý moment
M_{Lt}	[mol/kg]	Teoretické molární množství vzduchu připadající na jeden kg paliva
M_l	[mol/kg]	Skutečné molární množství vzduchu připadající na jeden kg paliva
M_{pl}	[kg]	Spotřeba paliva na jeden pracovní cyklus motoru
$M_{t \max}$	[Nm]	Maximální točivý moment motoru
$M_{t Pe \max}$	[Nm]	Točivý moment motoru při maximálním výkonu
O	[mol/kg]	Molární množství kyslíku v použitém palivu
$P_{e \text{ teor}}$	[kW]	Teoretický efektivní výkon motoru
Q_H	[J]	Teplo dodané
Q_m	[kg/s]	Hmotnostní průtok
Q_O	[J]	Teplo odvedené v podobě mechanické práce
Q_P	[J]	Teplo uvolněné ve válci motoru
Q_v	[l/s]	Objemový průtok
$Q_{V \text{ real}}$	[l/s]	Reálný objemový průtok
$Q_{V \text{ teor}}$	[l/s]	Teoretický objemový průtok
R	[J/K.kmol]	Univerzální plynová konstanta
S	[mol/kg]	Molární množství síry v použitém palivu
T_{0K}	[K]	Teplota nasátého vzduchu
T_1	[K]	Teplota na začátku komprese
T_{1z}	[K]	Teplota na konci sání
$T_{1z, \text{teor}}$	[K]	Teplota směsi na konci plnění válce
T_2	[K]	Teplota na konci komprese
T_{2K}	[K]	Teplota nasávaného vzduchu za kompresorem
T_{pl}	[K]	Požadovaná teplota nasávaného vzduchu za chladičem
T_{pr}	[K]	Teplota zbytkových výfukových plynů
V_{H1}	[m ³]	Zdvihový objem jednoho válce
V_{K1}	[m ³]	Kompresní objem jednoho válce
V_{Cmot}	[m ³]	Celkový objem celého motoru
V_{C1}	[m ³]	Celkový objem jednoho válce
V_{mot}	[m ³]	Zdvihový objem celého motoru
W	[J]	Práce
Z	[mm]	Zdvih motoru
Z_{vs}	[mm]	Zdvih sacích ventilů



Z_{vf}	[mm]	Zdvih výfukových ventilů
γ_r	[-]	Koeficient reziduálních plynů
δ	[-]	Pružnost motoru
δ_{Mt}	[-]	Momentová pružnost motoru
δ_n	[-]	Otáčková pružnost motoru
ε	[rad/s ²]	Úhlové zrychlení
ε_z	[-]	Kompresní poměr motoru
η	[-]	Účinnost spalovacího procesu v motoru
η_{ch}	[-]	Chemická účinnost spalovacího motoru
η_i	[-]	Indikovaná účinnost spalovacího motoru
η_{isK}	[-]	Isoentropická účinnost kompresoru
η_m	[-]	Mechanická účinnost motoru
η_{pl}	[-]	Plnicí účinnost motoru
η_t	[-]	Tepelná účinnost spalovacího motoru
κ	[-]	Exponent isoentropy vzduchu
κ'	[-]	Exponent isoentropy spalín
λ	[-]	Základní vzdušný součinitel
λ_{kl}	[-]	Klikový poměr
ρ	[kg/m ³]	Hustota
ρ_{okoli}	[kg/m ³]	Hustota okolního vzduchu
ρ_{vz}	[kg/m ³]	Hustota vzduchu
ρ_{1K}	[kg/m ³]	Hustota vzduchu před kompresorem
ρ_{pl}	[kg/m ³]	Hustota plnicího vzduchu
σ_t	[kg/kg]	Teoretický směšovací poměr
τ	[-]	Otáčkový součinitel
υ	[-]	Stupeň zvýšení tlaku
φ_i	[-]	Součinitel plnosti cyklu
φ_{pr}	[-]	Součinitel propláchnutí spalovacího prostoru
ω	[rad/s]	Úhlová rychlost klikového hřídele
Δp	[mBar]	Tlakové spád
Δp_{ch}	[Pa]	Tlakové ztráty v chladiči nasávaného vzduchu
ΔT_{1z}	[K]	Změna teploty plnicího vzduchu ohřátím o stěny válce
ΔT_{ch}	[K]	Změna teploty nasávaného vzduchu v chladiči
ΔT_s	[K]	Změna teploty nasávaného vzduchu v potrubí
Π_K	[-]	Stlačení v kompresoru



SEZNAM PŘÍLOH

Tlakové ztráty ve filtru sání.....	103
Tlakové ztráty v mezichladiči stlačeného vzduchu	104
Srovnání tlakových ztrát mezichladičů vzduchu	105
Generální oprava vozu Alfa Romeo 155 Q4	106

SEZNAM POUŽITÉHO SOFTWARE

Microsoft Office 2010

MathCAD v14

CorelDraw X5

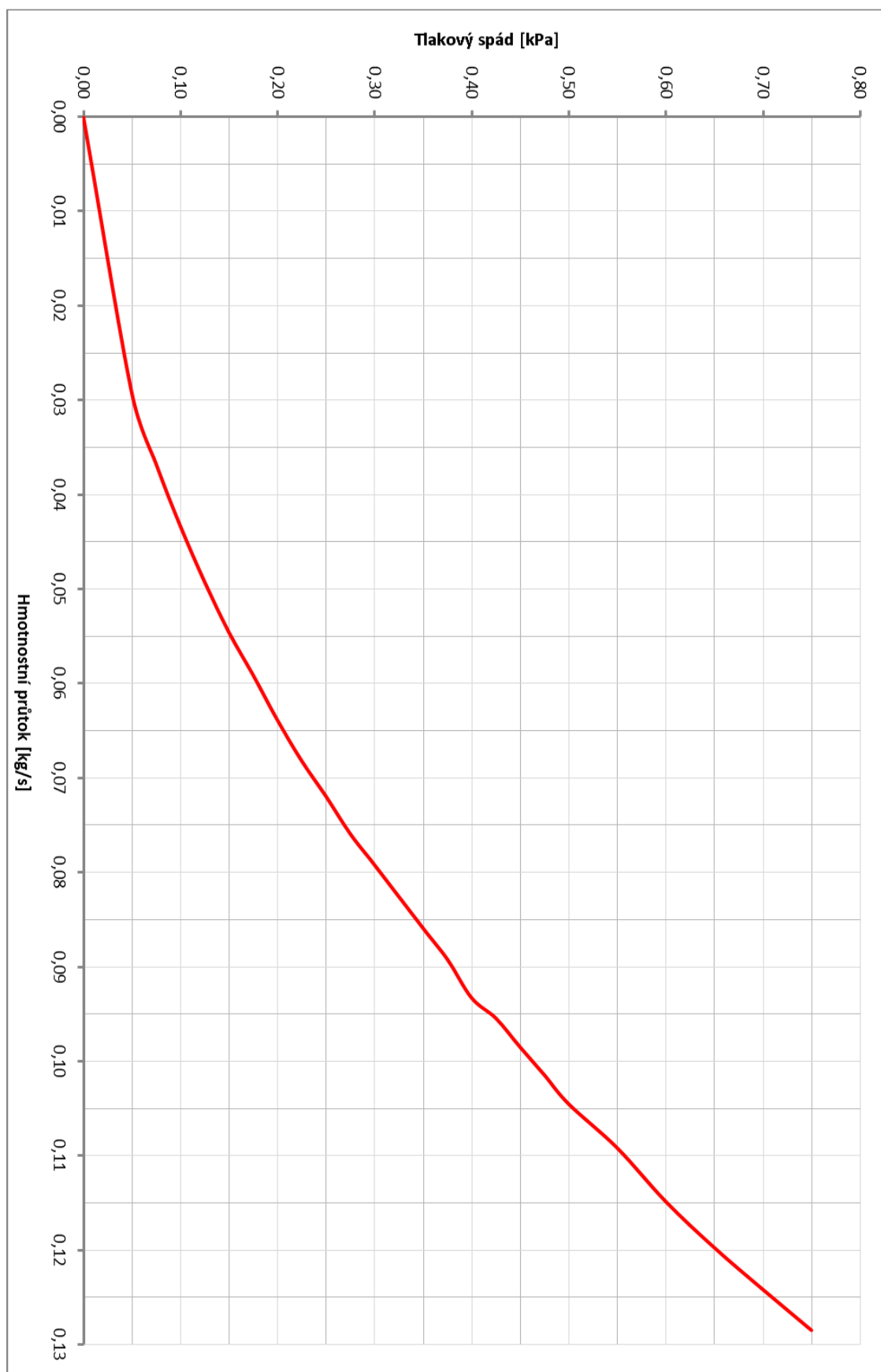
Lotus Engine Simulation v5.0

Pro Engineer 4.0

Catia V5

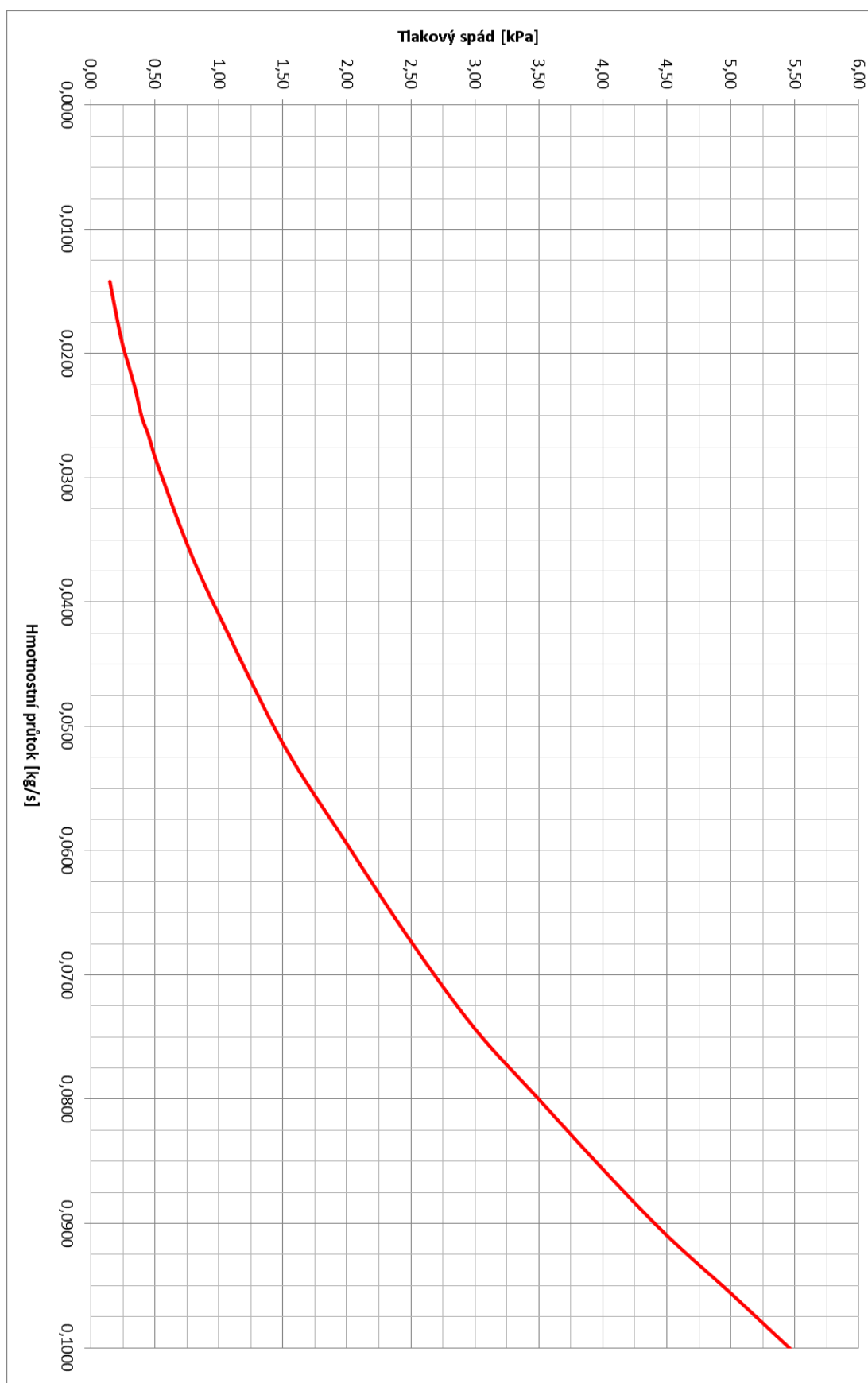


Tlakové ztráty ve filtru sání



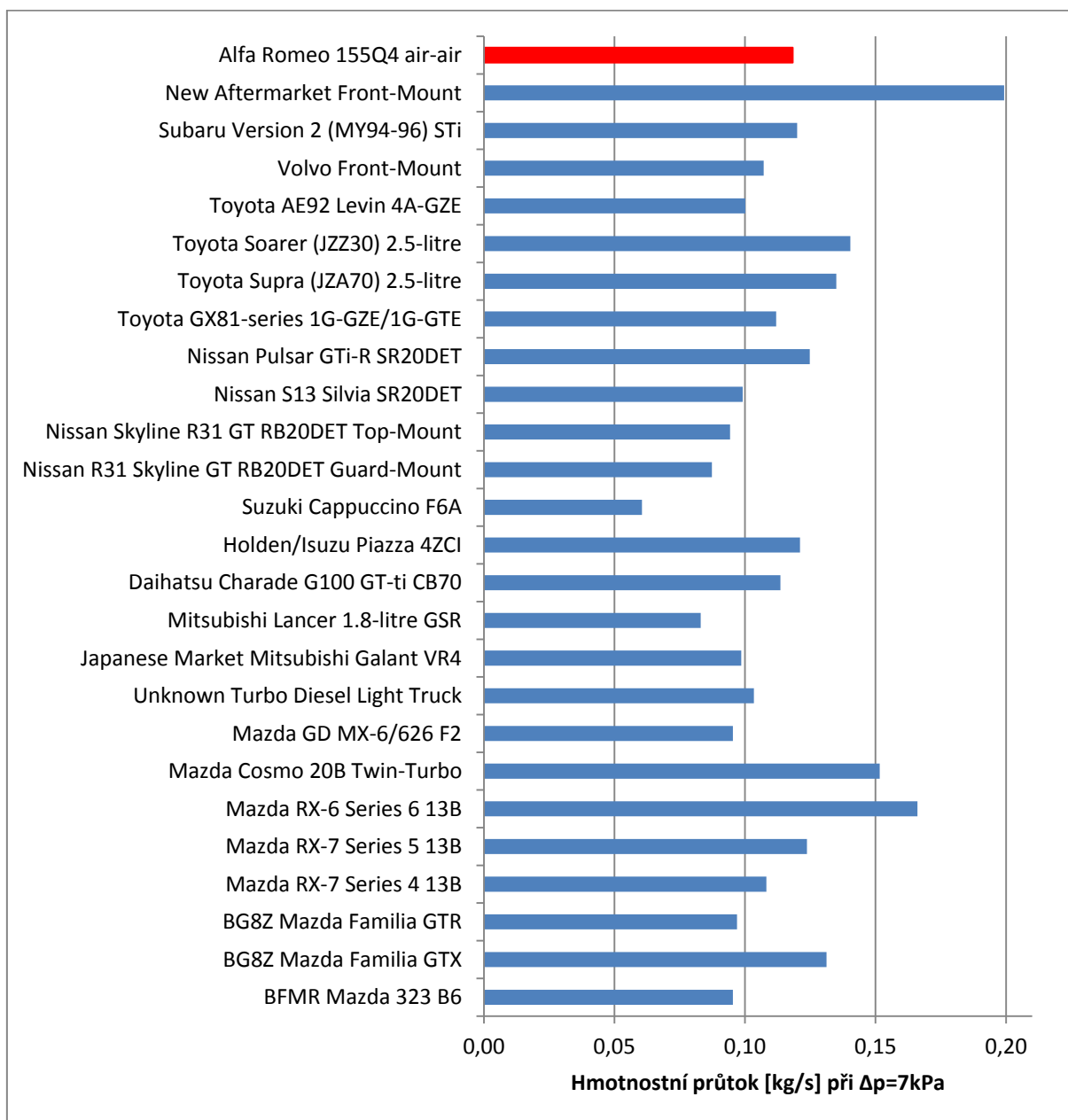


Tlakové ztráty v mezichladiči stlačeného vzduchu





Srovnání tlakových ztrát mezichladičů vzduchu





Generální oprava vozu Alfa Romeo 155 Q4

